



Ana Teresa Oliveira Santos Silva

Mestre em Engenharia Mecânica

Análise Termodinâmica de uma Central de Biomassa Lenhosa

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Professor Doutor Daniel Cardoso Vaz,
Professor Auxiliar, FCT/UNL

Júri:

Presidente: Prof. Doutor António Rafael Janeiro Borges

Arguente: Prof. Doutor José Fernando de Almeida Dias

Vogal: Prof. Doutor Daniel Cardoso Vaz



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Março de 2013

Análise Termodinâmica de uma Central de Biomassa Lenhosa

Nota: A presente dissertação foi redigida segundo a ortografia anterior ao novo acordo ortográfico.

Copyright © Ana Teresa Oliveira Santos Silva, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objectivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Ana Teresa Oliveira Santos Silva

Mestre em Engenharia Mecânica

**Análise Termodinâmica de uma Central de
Biomassa Lenhosa**

Dissertação apresentada na Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Março de 2013

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Doutor Daniel Vaz, orientador deste trabalho e meu tutor das unidades curriculares de Termodinâmica Aplicada e de Energia e Ambiente, o ter-me sugerido o tema desta dissertação e a possibilidade de discutir um conjunto de conhecimentos que permitiram formular e desenvolver todo o trabalho. Agradeço-lhe também todas as indicações e referências que puderam enriquecer a investigação, bem como toda a disponibilidade prestada ao longo de vários meses.

Ao Engenheiro Carlos Coelho um especial agradecimento, pela oportunidade do estágio numa central termoelétrica de biomassa lenhosa, sem o qual não teria sido possível desenvolver o trabalho com uma base experimental e com a profundidade que se atingiu.

Um especial agradecimento ao Engenheiro Nelson Camelo, por todo o seu apoio na angariação de dados essenciais para a evolução da dissertação, bem como pela sua disponibilidade, compreensão e auxílio ao longo do desenvolvimento do trabalho.

Gostaria de manifestar a minha gratidão para com a Engenheira Cândida pela disponibilidade prestada ao longo da permanência na central termoelétrica.

À família e aos amigos, em especial à Daniela, à Margarida, à Márcia e ao José por todo o apoio, carinho e incentivo.

Aos meus pais pelo apoio.

À minha mãe por me manter sempre à superfície.

Ao meu pai, exemplo indelével a quem dedico esta dissertação.

RESUMO

Portugal é um país deficitário em fontes de energia não renováveis, mas dispõe de potencialidades significativas no domínio das fontes renováveis, que devidamente aproveitadas podem ajudar a colmatar a deficiência apontada. No caso da biomassa, em particular a de origem florestal, o nosso país tem imensos recursos, pois 38% do território nacional é constituído por florestas. Dispondo deste recurso, o número de centrais termoeléctricas tem vindo a aumentar, embora o rendimento energético seja baixo.

Urge assim, um estudo aprofundado que permita conhecer melhor os ciclos termodinâmicos das centrais. A queima da biomassa é difícil, pelo que é importante conhecer certos parâmetros de operação e sua variação ao longo do tempo, de forma a melhorar o rendimento da central. Para tal é necessário modelar o ciclo termodinâmico e fazer uma análise de sensibilidade. É neste âmbito que surge o trabalho de dissertação.

Foi feita uma pesquisa e um estudo das técnicas actuais de conversão da biomassa, dos problemas existentes e das características do combustível, em particular do seu teor de humidade e dimensão, que influenciam a sua conversão. Através da realização de um estágio numa Central, foi estudado o seu processo de funcionamento, desde a admissão da biomassa à caldeira até à produção de energia eléctrica, com o objectivo de fazer uma análise termodinâmica ao seu ciclo de vapor.

Não tendo acesso à memória descritiva da Central, várias foram as condicionantes e dificuldades com que deparamos, mas foi possível fazer a análise termodinâmica. Para tal, decidiu-se recorrer a uma ferramenta computacional, o *Cycle-Tempo*, para efectuar a simulação do ciclo termodinâmico, após um levantamento de *software* disponíveis. Dispor-se de uma ferramenta que permita fazer a modelação de uma central, mesmo já em pleno funcionamento, é extremamente vantajoso pois permite descrever a operação da central, diagnosticar avarias, testar hipóteses e melhorar o ciclo.

Recolhidos os parâmetros de funcionamento da Central, foi necessário introduzir pequenas modificações, no decurso do trabalho, no *Cycle-Tempo*. Após a modelação do ciclo, exploraram-se as vantagens atrás referidas, realizando uma análise de sensibilidade a diversos parâmetros de operação: pressão da caldeira, perda de carga na caldeira mantendo a pressão de saída, temperatura do vapor sobreaquecido, pressão no condensador, temperatura da água de arrefecimento, rendimento isentrópico associado às turbomáquinas, pressão de funcionamento do desgaseificador, potência do gerador. Fez-se ainda uma análise simultânea a vários parâmetros de funcionamento.

Dado que o *Cycle-Tempo* também permite fazer balanços exergéticos, e atendendo a que o estudo do conceito de exergia foi recentemente introduzido na unidade curricular de

Termodinâmica Aplicada do DEMI, aproveitou-se para concretizar o balanço exergético a uma central completa. Para concretizar o cálculo foi necessário determinar a exergia do *Eucalyptus Globulus*.

No decorrer do trabalho, identificaram-se limitações no *software Cycle-Tempo* que motivaram o recurso a uma folha de cálculo, associada à base de propriedades termodinâmicas *FluidProp*, como processo alternativo à modelação do ciclo. Conseguiu-se modelar o ciclo no *Cycle-Tempo* depois de identificar e simplificar componentes do ciclo que impossibilitavam uma solução numérica.

Da análise de sensibilidade, verificou-se que os parâmetros que mais influenciavam o rendimento do ciclo são a temperatura de sobreaquecimento e a pressão de condensação (influenciada pela temperatura da água de arrefecimento). A pressão do desgaseificador também influencia o rendimento do ciclo, mas a encontrada, 13 bar, é demasiado elevada face à actual de 3 bar, para se considerar um aumento.

Tal como em outras áreas do conhecimento, na modelação termodinâmica, a informática também permite, num menor espaço de tempo e com menos esforço, estudar um grande número de configurações, de forma a rentabilizar o ciclo.

Palavras- chave: ciclo de vapor, modelação termodinâmica, central de biomassa, análise de sensibilidade, central termoelétrica.

ABSTRACT

Portugal is a country in deficit in non-renewable energy sources, but has significant potential in the field of renewables, which if properly exploited can help overcome the deficiency pointed out. In the case of biomass, particularly from the forest, our country has immense resources, since 38% of the national territory is composed of forests. Given this resource, the number of power plants has increased, although there is still room for improving the energy efficiencies.

It becomes important to be able to carry out detailed studies of the thermodynamic cycles of power plants. Additionally, in order to look for opportunities to improve the energy efficiency of the plants, the burning of biomass is complex, so it is important to monitor the time evolution of operating parameters to better understand the behavior of the power plant over this life time. The modeling of the thermodynamic cycle followed by a sensitivity analysis can contribute towards those objectives. It is in this context that emerges from the present dissertation work.

The thesis includes a review of current techniques for converting biomass and then proceeds with the thermodynamic modeling and analysis of a particular biomass power plant (12 MW_e) in Portugal. The author benefited from an internship programme at the central that allowed her to gain insight into the operative process (from the supply of biomass to the electricity) and identify existing problems and fuel characteristics, in particular its moisture content and dimensions, which influence the conversion.

Not having access to descriptive of the Thermoelectric Power Plant, there were several constraints and difficulties encountered, but it was possible to do the thermodynamic analysis. To this end, it was decided to use a computational tool, the *Cycle-Tempo*, to perform the simulation of the thermodynamic cycle, after a survey of available software. Having a model for the operation of a power plant is extremely advantageous because it allows diagnose faults, test hypotheses and improve the cycle.

Having collected the operating parameters of the Plant, it was necessary to make minor modifications, in the course of work, on the *Cycle- Tempo*. After modeling the cycle, the advantages mentioned above were exploited, by performing a sensitivity analysis to various operating parameters: outlet pressure of the boiler, inlet pressure of the boiler, temperature of superheated steam, pressure in the condenser, cooling water temperature, associated isentropic efficiency of turbomachinery, operating pressure of the deaerator, the generator power. There was also an analysis of the simultaneous variations of several operating parameters.

Since *Cycle-Tempo* also performs exergetic balance, and given that the study of exergy concept was recently introduced in the course of Applied Thermodynamics of DEMI, it was

used to achieve the exergetic balance of a complete power plant. To make this evolution it was necessary to determine the chemical exergy of *Eucalyptus Globulus*.

During the study, were identified limitations in the *software Cycle- Tempo* that motivated the use of a spreadsheet as an alternative tool to model the cycle, associated with the base of thermodynamic properties *FluidProp*. It was able to model the cycle in *Cycle-Tempo* after identifying and simplifying cycle components that made a numerical solution possible.

From the sensitivity analysis, it was found that the most relevant parameters influencing the performance of the cycle are the superheat temperature and the condensation pressure (affected by the temperature of cooling water). The pressure in the deaerator also influences the efficiency of the cycle, but the pressure found of 13 bar, is too high compared to the current pressure of 3 bar, to consider an increase.

As in other areas of knowledge, thermodynamic modeling computing also allows, in a shorter time and with less effort, studying a large number of settings in order to render the cycle more efficient.

Keywords: steam cycle, thermodynamic modeling, biomass power plant, sensitivity analysis, thermal power plant.

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	V
RESUMO	VII
ABSTRACT	IX
ÍNDICE	XI
ÍNDICE DE FIGURAS	XV
ÍNDICE DE TABELAS	XVII
NOMENCLATURA	XIX
Capítulo 1- Introdução	1
1.1. Motivação e Objectivos	1
1.2. Contribuição da Presente Dissertação	2
1.3. Organização da Dissertação	3
Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica e Fundamentos Teóricos	5
2.1. Ciclo de Vapor	5
2.1.1. Análise Energética	7
2.1.2. Análise Exergética	11
2.1.3. Combustão	14
2.1.4. Exergia Química do Combustível	16
2.2. Biomassa Florestal	18
2.2.1. Classificação da Biomassa	19
2.2.2. Propriedades da Biomassa	20
2.2.3. Alimentação da Biomassa à Caldeira	22
2.3. Técnicas de Conversão da Biomassa	24
2.3.1. Combustão Directa	25
2.3.2. Gaseificação	26
2.3.3. Pirólise	27
2.3.4. Liquefacção	28
	XI

2.4. Combustão em Leito Fluidizado	28
2.4.1. Leito Fluidizado Borbulhante em Caldeiras a Biomassa	30
2.4.2. Leito Fluidizado Circulante em Caldeiras a Biomassa	32
2.5. <i>Software</i> para Simulação Termodinâmica de Ciclos de Vapor	32
Capítulo 3 – Descrição da Central e da Ferramenta Computacional	35
3.1. A Central no Contexto Nacional	35
3.2. Descrição da Central	36
3.2.1. Biomassa e Sistemas de Alimentação à Caldeira	37
3.2.2. Caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante	40
3.2.3. Sistemas de Manuseamento de Cinzas e Escórias	45
3.2.4. Discussão Preliminar sobre Eventual Alteração da Técnica de Conversão	46
3.3. Ciclo Termodinâmico	47
3.3.1. Introdução	47
3.3.2. Simplificações	49
3.3.3. Análise Energética do Ciclo Termodinâmico	49
3.3.4. Análise Exergética do Ciclo Termodinâmico	52
3.3.5. Combustão	54
3.3.6. Exergia Química do Combustível	57
3.5. Descrição da Ferramenta Computacional: <i>Cycle- Tempo</i>	58
Capítulo 4 – Resultados Termodinâmicos	61
4.1. Modelação Computacional do Ciclo	61
4.1.1. Limitações Identificadas no <i>Software Cycle-Tempo</i>	61
4.1.2. Análise Energética em <i>Microsoft Excel</i> associado ao <i>FluidProp</i>	63
4.1.3. Modelação Final em <i>Cycle-Tempo</i>	65
4.2. Análise de Sensibilidade a Condições de Operação da Central	70
4.2.1. Pressão da Caldeira	70
4.2.2. Perda de Carga na Caldeira, mantendo a Pressão de Saída	72
4.2.3. Temperatura de Sobreaquecimento	73
4.2.4. Pressão no Condensador	74

4.2.5. Temperatura da Água de Arrefecimento	76
4.2.6. Rendimento Isentrópico Associado às Turbomáquinas	77
4.2.7. Pressão de Funcionamento do Desgaseificador	79
4.2.8. Potência do Gerador	80
4.2.9. Variação Simultânea de Parâmetros de Funcionamento	81
4.2.10. Discussão dos Resultados Obtidos nas Análises de Sensibilidade	82
4.2.11. Influência dos Diferentes Parâmetros no Rendimento do Ciclo	84
4.3. Análise Exergética do Combustível	88
5. Conclusões	91
5.1. Principais Conclusões	91
5.2. Sugestões para Trabalhos Futuros	93
Bibliografia	95
Anexo A	99
Anexo B	103

ÍNDICE DE FIGURAS

Capítulo 2

Figura 2.1 Ciclo de vapor com regeneração, com um pré-aquecedor fechado e respectivo diagrama T-s, adaptado de (Shapiro e Morgan, 2006)	6
Figura 2.2 Técnicas de conversão termoquímica da biomassa	25
Figura 2.3 Tipos de combustão em Leito Fluidizado (adaptado de dados facultados por um fornecedor da Central)	30

Capítulo 3

Figura 3.1 Peso das diferentes fontes de produção de electricidade em Portugal, em 2012, adaptado de (APREN, 2013)	36
Figura 3. 2 Central termoelétrica a biomassa florestal (adaptado de dados fornecidos pela Central)	37
Figura 3. 3 Sistema de alimentação de biomassa e areia (adaptado de dados fornecidos pela Central)	38
Figura 3. 4 Sistema de água de alimentação (adaptado de dados fornecidos pela Central)	40
Figura 3.5 Caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante (Imagem fornecida pela Central)	41
Figura 3.6 Gráfico do diferencial da pressão do leito em função da sua altura e da dimensão das partículas de areia (adaptado de dados fornecidos pela Central)	42
Figura 3.7 Sistema de alimentação de ar (adaptado de dados fornecidos pela Central)	44
Figura 3.8 Sistema de manuseamento de cinzas e escórias (adaptado de dados fornecidos pela Central)	46
Figura 3. 9 Ciclo termodinâmico da Central em estudo, adaptado de (Vaz, 2012)	48

Capítulo 4

Figura 4.1 Primeira modelação do ciclo termodinâmico da Central no <i>Cycle-Tempo</i>	61
Figura 4.2 Dados gerados através do <i>FluidProp</i> , na folha de cálculo, segundo pressões e entalpias de funcionamento	64
Figura 4.3 Cálculo das condições de funcionamento de alguns equipamentos, no <i>Microsoft Excel</i>	64
Figura 4.4 Simplificação do ciclo termodinâmico inserido no <i>Cycle-Tempo</i>	65
Figura 4.5 Ciclo termodinâmico da Central (dados gerados no <i>Cycle-Tempo</i>)	67
Figura 4.6 Diagrama T-s correspondente ao ciclo termodinâmico da Central (adaptado de dados gerados no <i>Cycle- Tempo</i>)	68

Figura 4.7 Diagrama de Mollier correspondente ao ciclo termodinâmico da Central (adaptado de dados gerados no <i>Cycle-Tempo</i>)	69
Figura 4.8 Efeito da pressão de saída da caldeira no rendimento efectivo do Ciclo	71
Figura 4.9 Diagrama T- s referente à caldeira, turbina e condensador, análise da pressão máxima de saída da caldeira (adaptado de dados gerados no <i>Cycle-Tempo</i>)	72
Figura 4.10 Efeito da pressão de entrada da caldeira no rendimento efectivo do Ciclo	73
Figura 4.11 Efeito da temperatura de sobreaquecimento no rendimento efectivo do Ciclo	74
Figura 4.12 Efeito da diminuição da pressão de condensação no rendimento efectivo do Ciclo	75
Figura 4.13 Diagrama T- s, referente à caldeira, turbina e condensador, análise da pressão de condensação (adaptado de dados gerados no <i>Cycle-Tempo</i>)	76
Figura 4.14 Efeito da temperatura da água de arrefecimento no rendimento efectivo do Ciclo	77
Figura 4.15 Efeito do rendimento isentrópico da turbina no rendimento efectivo do Ciclo	78
Figura 4.16 Efeito do rendimento isentrópico da bomba nº 8 no rendimento efectivo do Ciclo	79
Figura 4.17 Efeito da pressão de funcionamento do desgaseificador no rendimento efectivo do Ciclo	80
Figura 4.18 Efeito da potência térmica da caldeira na potência eléctrica do gerador	81
Figura 4. 19 Influência das temperaturas estudadas no rendimento efectivo do Ciclo	86
Figura 4. 20 Influência das pressões estudadas no rendimento efectivo do Ciclo	87
Figura 4. 21 Influência do rendimento isentrópico das turbomáquinas no rendimento efectivo do Ciclo	87
Figura 4. 22 Análise da exergia química e do PCI associados ao combustível, em função do teor de humidade presente no mesmo	88

ÍNDICE DE TABELAS

Capítulo 3

Tabela 3.1 Dimensões máximas das partículas de combustível sólido à entrada do silo (dados fornecidos pela Central)	37
Tabela 3.2 Valores especificados do sistema de água de alimentação (adaptado de dados fornecidos pela Central)	39
Tabela 3.3 Dados de funcionamento da caldeira (adaptado de dados fornecidos pela Central)	44
Tabela 3.4 Composição química do <i>Eucalyptus Globulus</i> , em fracção mássica, adaptado de (Telmo, et al., 2010)	55
Tabela 3.5 Percentagens molares dos constituintes do ar, segundo o Ambiente de Baehr (dados fornecidos pela ferramenta computacional)	56

Capítulo 4

Tabela 4.1 Comparação entre valores obtidos nos dois <i>software</i> de simulação	64
Tabela 4.2 Equipamentos do ciclo da figura 4.4 e condições de operação	66
Tabela 4.3 Condutas do ciclo da figura 4.4, fluido circulante e especificações	67
Tabela 4.4 Eficiências, energética e exergética do ciclo termodinâmico da Central	69
Tabela 4. 5 Intervalos escolhidos para a avaliação da influência dos diferentes parâmetros no rendimento do Ciclo	85

NOMENCLATURA

Latim

- a^{ch} – Exergia química específica [kJ/kg];
 A, a – Exergia de sistema fechado [kJ], exergia específica [kJ/kg];
 \dot{A} – Potência exergética [kW];
 E – Energia interna [kJ];
 g – Aceleração da gravidade [m/s²];
 h – Entalpia específica [kJ/kg];
 I, i – Irreversibilidade [kJ], Irreversibilidade específica [kJ/kg];
 m – Massa [mol/mol_{biomassa}];
 \dot{m} – Caudal mássico [kg/s];
 M – Massa molar;
 p – Pressão [bar];
 q – Calor específico [kJ/kg];
 \dot{Q} – Potência térmica [kW];
 S, s – Entropia [kJ/ K], entropia específica [kJ/kg K];
 t – Tempo [s];
 T – Temperatura [°C] ou [K];
 v – Velocidade [m/s];
 v – Volume específico [m³/kg];
 W, w – Trabalho [kJ], Trabalho específico [kJ/kg];
 \dot{W} – Potência Mecânica [kW];
 Y – Fracção mássica;
 x – Título de vapor;
 X – Fracção molar;
 Z – Cota, coordenada vertical [m].

Letras Gregas

- Δ – Variação;
 η – Rendimento (ou eficiência) energético;
 $\eta_{Exer.}$ – Rendimento (ou eficiência) exergético;
 $\dot{\sigma}$ – Geração de entropia [kJ/K].

Índices

0 – Estado ambiente;
b – Bomba; caudal *b* no ciclo da Central;
cald. – Caldeira;
cc – Camara de combustão;
Comb. – Combustível;
cond. – Condensador;
desg. – Desgaseificador mais tanque de alimentação;
e – Estado de entrada; potência eléctrica;
elem. – Elemento químico;
estequi. – Estequiométrico;
Eucalyptus G. – Eucalyptus Globulus;
Exer. – Exergético / exergia;
ext – Externo/ exterior;
f – Líquido saturado (análise energética); fluido frio; Caudal *f* no ciclo da Central;
fg – Mudança de fase líquido-vapor;
in – Input;
int. – Interna;
isent. – Isentrópico;
out – Output;
perm. – Permutador de calor;
q – Fluido quente, calor;
s – Estado de saída;
t – Turbina, potência térmica;
vc – Volume de controlo.

Abreviaturas

GEE – Gases de efeito de estufa;
LFB – Leito Fluidizado Borbulhante;
LFC – Leito Fluidizado Circulante;
PCI – Poder calorífico inferior [kJ/kg];
PCS – Poder calorífico superior [kJ/kg].

Capítulo 1- Introdução

1.1. Motivação e Objectivos

Portugal é pobre quanto à disponibilidade de fontes de energia não-renováveis, não dispõe de poços de petróleo, a extracção de carvão não é viável sob o ponto de vista económico e os depósitos de gás são reduzidos, embora estejam em curso estudos para análise da viabilidade da sua extracção, em alguns locais.

No entanto, no que respeita a fontes de energia renováveis, o país tem um enorme potencial que pode e deve ser explorado, tanto na óptica da diminuição da dependência energética externa como na da redução do consumo de energias que acarretam emissões de GEE (gases de efeito de estufa). Com efeito, Portugal pode colocar-se na vanguarda de um desenvolvimento sustentável, ao minimizar o défice e a dependência de recursos energéticos de origem fóssil, recorrendo a energias renováveis.

A utilização de biomassa, em especial a de origem florestal, na produção energética nacional, pode constituir um dos pilares na recuperação económica, uma vez que, aproximadamente, 38% do território nacional é constituído por floresta (Direcção-geral dos Recursos Florestais, 2008).

Assim, desde os finais da década de 1980, têm vindo a ser construídas centrais termoeléctricas e de cogeração de biomassa, no continente. Actualmente encontram-se em funcionamento 20 centrais, sendo onze delas termoeléctricas, destacando-se a central da Figueira da Foz, em funcionamento desde 2009, como a que apresenta maior potência instalada, 34 MW_e.

No conjunto das centrais citadas e quanto ao seu funcionamento, existem problemas relacionados com as técnicas de conversão do combustível, devido, essencialmente, às suas características, destacando-se as dimensões e teor de humidade.

A presente dissertação pretende avaliar as técnicas actuais de conversão de biomassa face às características do combustível. Para tal, considera-se uma central termoeléctrica no território nacional, e vai-se estudar o seu processo de funcionamento, desde a admissão da biomassa à caldeira até à produção de energia eléctrica, com o objectivo de uma análise termodinâmica do ciclo da Central.

Como referido, um dos problemas existentes em centrais de biomassa lenhosa, está relacionado com o teor de humidade presente no recurso, o que dificulta a sua conversão. Assim, é interessante conhecer o potencial de trabalho associado à biomassa quando reage,

quimicamente, com o meio ambiente. Com efeito, é necessário determinar o poder exergético associado ao combustível, parâmetro que ainda se encontra em estudo, para combustíveis sólidos.

1.2. Contribuição da Presente Dissertação

No presente trabalho analisa-se o ciclo termodinâmico de uma central termoelétrica de biomassa lenhosa, localizada em Portugal, através da simulação do ciclo numa ferramenta computacional comercial, embora acessível ao meio académico.

Na modelação consideram-se inicialmente as condições nominais de operação da Central e posteriormente faz-se uma análise de sensibilidade variando um de diversos parâmetros (pressões, temperaturas e potência). Faz-se ainda, para um pequeno número de casos considerados relevantes, uma análise de sensibilidade em que vários parâmetros tomam simultaneamente valores distintos dos nominais.

Não tendo acesso à memória descritiva da Central, o estudo restringe-se à análise termodinâmica. Considerações de não linearidade, associadas a equipamentos, como por exemplo, a diminuição do coeficiente de convecção global, associado à diminuição do caudal de vapor, entre os gases de combustão e a água presente nas condutas, não são consideradas.

Para atingir o objectivo, é necessária a compreensão do funcionamento de uma central termodinâmica e identificar os problemas que conduzem ao mau desempenho ou paragem da mesma. Para tal, faz-se uma revisão das técnicas de conversão mais actuais, verificando a sua aplicabilidade na conversão da biomassa.

No que respeita ao funcionamento da Central em estudo, analisa-se o processo de conversão da biomassa na caldeira segundo a técnica de conversão existente e respectivos equipamentos auxiliares.

O tipo de biomassa lenhosa utilizada pela Central constitui um parâmetro fundamental na eficiência do ciclo de vapor. Uma vez que se trata de um combustível sólido, com elevado teor de humidade, estuda-se a sua constituição com o objectivo de compreender os condicionamentos na sua conversão. O máximo de trabalho útil produzido pelo combustível é delimitado pelo valor exergético associado à biomassa.

Finalmente, analisa-se a evolução da exergia química e do poder calorífico do combustível com o aumento do teor de humidade e relaciona-se a evolução dos dois parâmetros entre si.

1.3. Organização da Dissertação

A dissertação organiza-se em cinco capítulos. Neste primeiro descreve-se o contexto em que se insere o trabalho, a motivação da sua realização, os objectivos a alcançar e a sua contribuição, assim como a organização do texto.

No capítulo 2, faz-se a revisão bibliográfica e fundamentos teóricos relativos a ciclos de vapor, considerando a análise energética e exergética, a combustão e exergia química do combustível. Trata-se ainda, nos diferentes subcapítulos, a biomassa, sua classificação, propriedades e alimentação à caldeira, as técnicas de conversão termoquímica da biomassa, destacando a combustão directa em leito fluidizado borbulhante em caldeiras a biomassa. A revisão de *software* para simulação termodinâmica de ciclos de vapor encerra o capítulo.

A descrição da Central, considerando a biomassa e os sistemas de alimentação à caldeira de leito fluidizado borbulhante e sistemas de manuseamento de cinzas e escórias, faz-se no capítulo 3. Trata-se ainda o ciclo termodinâmico, a sua análise energética e exergética, a combustão e a análise exergética do combustível. A terminar, descreve-se a ferramenta computacional.

No capítulo 4, apresentam-se os resultados termodinâmicos, considerando a simulação do ciclo termodinâmico da Central no *Cycle-Tempo*. Na modelação consideram-se inicialmente as condições nominais de operação da Central e posteriormente faz-se uma análise de sensibilidade variando um de diversos parâmetros (pressões, temperaturas e potência). Apresenta-se ainda uma análise de sensibilidade em que vários parâmetros tomam simultaneamente valores distintos dos nominais. O capítulo termina com a análise exergética da biomassa utilizada na central.

As principais conclusões e sugestões para trabalho futuro são apresentadas no capítulo 5, a que se segue a bibliografia.

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica e Fundamentos Teóricos

2.1. Ciclo de Vapor

As grandes centrais para produção de electricidade, centrais termoeléctricas, baseiam-se no ciclo de vapor, também denominado *Ciclo de Rankine*, que tem como principal objectivo a transformação do vapor, gerado através do calor libertado pela combustão de um combustível, em trabalho mecânico e este em energia eléctrica.

Nas centrais térmicas existem vários processos de conversão e transformação de energia térmica. Numa primeira fase, a energia química do combustível transforma-se em energia térmica, dentro da camara de combustão da caldeira. De seguida, ocorre a formação de vapor a alta pressão, através da transferência dessa energia térmica, associada aos gases quentes oriundos dos produtos da combustão, para a água que circula em tubos que forram as paredes da caldeira. A transformação da energia térmica do vapor em energia mecânica **decorre da** expansão do mesmo através dos vários andares da turbina de vapor. Na última fase, a rotação do eixo da turbina causa a transferência da energia mecânica para o gerador que, por sua vez, a converte em energia eléctrica (Oliveira, 2012).

A aplicação do *ciclo de Rankine* em centrais termoeléctricas é mais complexa, apresentando, por exemplo, extracção de vapor da turbina para regeneradores. Esta alteração, designada por ciclo de vapor com regeneração ou simplesmente regeneração, tem por objectivo o aumento do rendimento térmico da central.

A eficiência térmica num ciclo de regeneração pode ser aumentada pela incorporação de vários pré-aquecedores da água de alimentação, a pressões convenientemente escolhidas. O número de pré-aquecedores de água no ciclo é delimitado pelas condições económicas (Shapiro e Moran, 2006).

Existem pré-aquecedores do tipo aberto ou fechado, nos primeiros todas as condutas a ele ligadas apresentam a mesma pressão, que corresponde à pressão intermédia a que se dá a extracção do vapor quente da turbina. Nos pré-aquecedores de tipo fechado, a água de alimentação circula dentro de tubos e o vapor proveniente da turbina passa pela parte de fora dos mesmos. Este facto permite diferentes pressões nos dois lados do equipamento, uma vez que os caudais não se misturam. Uma única bomba pode alimentar vários pré-aquecedores do tipo fechado o que constitui uma vantagem quando comparados aos pré-aquecedores do tipo aberto. No entanto, como não existe mistura física dos caudais, a troca de calor não se realiza de forma tão eficiente, pelo que o rendimento do ciclo pode ser menor.

A figura 2.1 apresenta os principais passos descritos num ciclo de vapor com regeneração, com um pré-aquecedor fechado. Pode ainda observar-se o correspondente diagrama T-s.

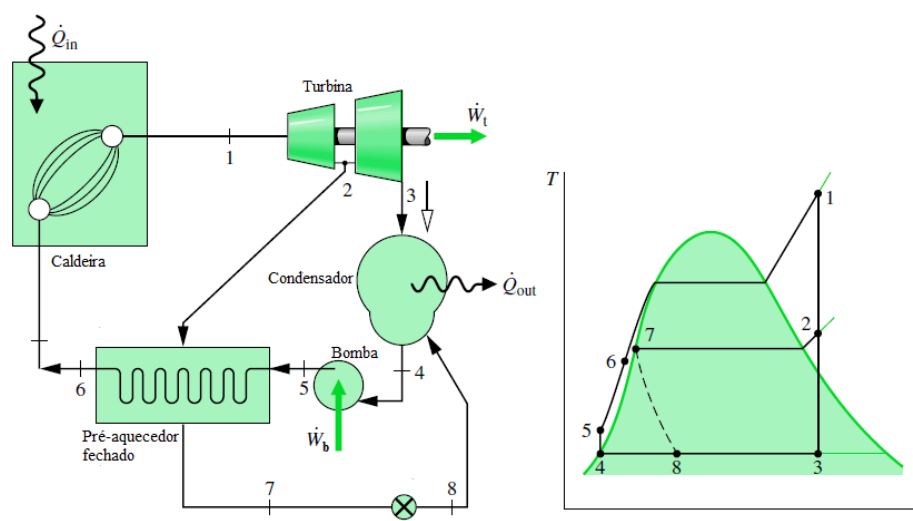


Figura 2.1 Ciclo de vapor com regeneração, com um pré-aquecedor fechado e respectivo diagrama T-s, adaptado de (Shapiro e Morgan, 2006)

Através da observação do diagrama T-s do ciclo, percebe-se que o fluxo de vapor sobreaquecido proveniente da caldeira é expandido na turbina (1-2). No mesmo local existe a extracção de uma percentagem do caudal de vapor para o pré-aquecedor da água de alimentação, onde o mesmo condensa (2-7). Já como líquido saturado, no estado 7, a água é introduzida no condensador através de uma válvula de estrangulamento, onde se volta a misturar com o caudal mássico proveniente do segundo estágio da turbina.

O caudal total, após a saída do condensador, como líquido saturado, é bombeado (4-5), sendo de seguida introduzido no pré-aquecedor onde a temperatura da água de alimentação aumenta (5-6). O ciclo completa-se com a introdução do fluido de trabalho na caldeira.

Como foi referido, a regeneração em ciclos de vapor permite o aumento do seu rendimento térmico. Para além disso, a extracção de vapor nos andares de baixa pressão da turbina actua como cinta de evacuação de água, removendo gotas de água da mistura de vapor húmido e, consequentemente, reduzindo o riscos de erosão das pás do equipamento. Outra das vantagens na utilização deste tipo de ciclo a vapor tem a ver com a diminuição do caudal nos andares de baixa pressão da turbina, que permite a redução do comprimento das pás do equipamento.

As vantagens apresentadas justificam a utilização de ciclos a vapor com regeneração, mas a sua aplicação aumenta a complexidade da central e, consequentemente, o seu custo.

2.1.1. Análise Energética

A Primeira Lei da Termodinâmica enuncia a conservação de energia. Quando um sistema fechado é submetido a um processo, a sua energia final é igual ao somatório da energia inicial mais a energia que entra pelas fronteiras.

Um ciclo termodinâmico é uma sequência de processos que começam e terminam no mesmo estado. Assim, a expressão geral que representa o balanço de energia para um dado volume de controlo, segundo a Primeira Lei da Termodinâmica é dada por:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (2.1)$$

Sendo:

E - Energia Total (dentro do volume de controlo) $E_{vc} = E_{int.} + E_c + E_p$;

E_c, E_p - Energia Cinética e Energia potencial (dentro do volume de controlo);

g - Aceleração gravítica;

\dot{Q}_{vc} - Potência térmica que entra ou sai do sistema;

\dot{W}_{vc} - Potência mecânica que entra ou sai do sistema;

\dot{m}_e, \dot{m}_s - Caudal mássico do fluido que atravessa o sistema;

h_e, h_s - Entalpia específica de entrada e saída, do fluido de trabalho;

v_e, v_s - Velocidade de entrada e saída, do fluido de trabalho;

z_e, z_s - Cota de entrada e saída.

A equação reflecte o aumento de energia no volume de controlo por unidade de tempo, o qual é dado pela diferença entre a energia que entra e sai do volume de controlo, associada aos caudais mássicos, mais o calor e trabalho fornecidos através da superfície de controlo, por unidade de tempo.

A análise energética efectuada aos vários equipamentos tem em conta a equação 2.1., bem como os princípios de conservação de massa e energia, no entanto, desprezam-se efeitos como a transferência de calor entre os equipamentos e o meio ambiente e mudanças de energia cinética e potencial. Na análise, cada componente é considerado no estado estacionário.

2.1.1.1. Caldeira

A caldeira tem como função a transformação da água líquida em vapor de água através do calor que recebe de uma fonte térmica externa, quase sempre oriunda do processo de

combustão, onde são obtidos gases a alta temperatura, sendo o calor dos mesmos transferido para as tubagens onde circula a água líquida e o vapor.

Uma caldeira é constituída pela camara de combustão e o conjunto de tubos que a forram. Adicionalmente podem existir tubos expostos à corrente de gases de pós-combustão. O economizador e o evaporador também estão contidos no interior do equipamento.

Os processos de sobreaquecimento e reaquecimento associados à caldeira permitem melhorar a eficiência dos ciclos a vapor.

A introdução de um sobreaquecedor na caldeira permite o aumento da temperatura média de entrada do calor, a pressão de evaporação constante. O mesmo equipamento apresenta-se como um permutador de calor situado na zona de maior temperatura da caldeira, onde a entalpia do vapor é aumentada. A utilização do sobreaquecimento na caldeira permite que o vapor entregue à turbina seja sobreaquecido e não saturado, como previsto no *ciclo de Rankine* simples. O trabalho líquido é aumentado, pelo que diminui o consumo de vapor no ciclo e existe um aumento do título de vapor à saída da turbina, melhorando o desempenho do equipamento. O aumento da temperatura associado ao sobreaquecimento é limitado pelo limite metalúrgico do equipamento. Neste sentido, para aumentar a temperatura média de entrada do fluido quente seria necessário o aumento da pressão de evaporação, associada a uma diminuição, não desejável, do título de vapor à saída da turbina, conduzindo a problemas de erosão. O reaquecimento é a solução para o problema apresentado.

Um *ciclo de Rankine* com reaquecimento faz a expansão do vapor em duas turbinas, uma de alta pressão e a segunda de baixa pressão. O vapor proveniente da turbina de alta pressão é reaquecido na caldeira, através de um banco de tubos colocado na parte do equipamento com maior temperatura, antes da segunda expansão na turbina de baixa pressão. O reaquecimento é feito a pressão constante e tem como principal objectivo o aumento do título de vapor à saída da turbina.

De uma forma simplificada, o balanço energético da caldeira contabiliza a taxa de transferência de calor da fonte de energia para o fluido de trabalho, por unidade de massa que passa no equipamento:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_s - h_e \quad (2.2)$$

Onde \dot{m} é o caudal mássico do fluido de trabalho e $\dot{Q}_{in} = \eta_{Cal} \cdot \dot{m}_{Comb} \cdot PCI$, sendo:

$$\eta_{cald.} = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_{Comb} \cdot PCI} \quad (2.3)$$

Sendo:

$\dot{m}_{Comb.}$ - Caudal mássico de combustível;

PCI- Poder calorífico inferior do combustível.

2.1.1.2. Turbina

A turbina é responsável pela expansão do vapor proveniente da caldeira a pressões elevadas, ao longo de vários andares, produzindo trabalho mecânico através da rotação de um veio. O vapor de saída é descarregado no condensador a baixas pressões.

Tendo em conta a equação 2.1, e negligenciando a transferência de calor com o ambiente, o balanço energético, para um volume de controlo da turbina, no estado estacionário, é dado por:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_e - h_s \quad (2.4)$$

As alterações associadas à energia cinética e potencial são ignoradas.

Além disso e de acordo com a Primeira lei da Termodinâmica, o rendimento isentrópico da turbina é dado por:

$$\eta_{t,isent.} = \frac{\dot{W}_{t,real}}{\dot{W}_{t,Ideal}} \quad (2.5)$$

Sendo:

W_{real} - Potência específica real da turbina;

W_{ideal} - Potência específica ideal da turbina, correspondente ao processo isentrópico.

2.1.1.3. Condensador

O condensador apresenta a função oposta à da caldeira, tendo como objectivo a condensação do vapor de água proveniente dos andares de baixa pressão da turbina. A transferência de calor associada ao vapor proporciona o aumento da temperatura da água de arrefecimento.

No presente balanço, efectuado ao lado correspondente à condensação de vapor, é dada a taxa à qual a energia é transferida, por acção do calor proveniente do fluido de trabalho para a água de arrefecimento, por unidade de massa do mesmo fluido, que passa através do condensador.

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_e - h_s \quad (2.6)$$

2.1.1.4. Bombas

Uma bomba de água tem como objectivo o aumento da pressão da água, de forma a movimentá-la ao longo do circuito. Considerando um volume de controlo que envolve o

equipamento e assumindo que não existem trocas de calor com o ambiente, a potência específica da bomba é dada por $\dot{W}_b/\dot{m} = h_s - h_e$. Onde \dot{W}_b é a potência fornecida à bomba e $h_e - h_s$ é o aumento de entalpia da água. Pode demonstrar-se que considerando a água incompressível e a bomba isentrópica, o salto entálpico é dado por:

$$h_s - h_e = v(p_s - p_e) \quad (2.7)$$

O rendimento isentrópico de uma bomba é dado por:

$$\eta_{b,isent.} = \frac{\dot{W}_{b,ideal.}}{\dot{W}_{b,real}} \quad (2.8)$$

2.1.1.5. Rendimento Térmico do Ciclo Termodinâmico

O rendimento térmico de um ciclo corresponde à razão entre o trabalho produzido pelo ciclo e o calor a ele fornecido pela fonte quente:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.9)$$

No rendimento efectivo do ciclo desconta-se o trabalho consumido pelas bombas presentes no ciclo:

$$\eta_{net,ciclo} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.10)$$

Sendo:

\dot{W}_{net} - Trabalho líquido do ciclo, trabalho que entra e sai.

Com base em considerações teóricas pode demonstrar-se que o rendimento térmico associado a um *Ciclo de Rankine* pode ainda ser expressão por:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{T_f}{T_q} \quad (2.11)$$

Este resultado mostra que o rendimento térmico do ciclo aumenta com o aumento da temperatura média a que se cede calor ao ciclo ou com a diminuição de temperatura à qual o ciclo rejeita calor para a fonte fria (Shapiro e Morgan, 2006).

2.1.2. Análise Exergética

No último século, foram efectuadas várias melhorias no *Ciclo de Rankine*. Uma das melhorias relevantes, que tem proporcionado o aumento da eficiência, é a utilização de calor de baixo nível, proveniente da turbina, no pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, conduzindo a uma melhor utilização da exergia associada ao combustível.

Conhecimentos na área da exergia são de extrema importância para projectos de eficiência energética (Higman e Burgt, 2003). Pode entender-se exergia como o potencial que um sistema ou processo apresenta para a realização de trabalho *útil*. É também conhecida como análise da Segunda Lei ou análise da disponibilidade termodinâmica. Enquanto a análise energética recorre, essencialmente, à Primeira Lei, com a expressão de conservação da energia, a análise exergética utiliza uma combinação da Primeira e da Segunda Lei da Termodinâmica.

Para compreender a análise exergética é essencial o domínio de alguns conceitos, como entropia, disponibilidade termodinâmica e irreversibilidade. A entropia, S , é uma propriedade de estado cujas variações medem a propensão para a desordem de um sistema. Esta está relacionada com a tendência que os processos reais apresentam para ocorrerem de forma irreversível. O conceito de disponibilidade, associado à Segunda Lei, patenteia o potencial de uma determinada substância para a realização de trabalho. Esta capacidade depende da energia disponibilizada pela substância num determinado processo de conversão. O estudo da disponibilidade engloba três conceitos: trabalho reversível, trabalho disponível e energia indisponível ou irreversibilidade. A irreversibilidade resulta numa perda do potencial de geração de trabalho durante um processo. Esta propriedade está ainda intimamente ligada à geração de entropia, uma vez que é dada pelo produto da mesma e da temperatura do ambiente.

Tal como foi feito anteriormente para a análise energética, é possível formular um balanço de exergia para um dado volume de controlo. Este balanço revela a taxa de aumento de exergia dentro do volume de controlo, ou seja, o saldo entre os fluxos de exergia que entram no sistema e os fluxos que saem pela fronteira do mesmo. A equação do balanço de exergia, equação 2.12, iguala a taxa de variação temporal da exergia ao somatório de exergia que é fornecida ao sistema como calor, à subtracção da exergia que sai do sistema com o trabalho realizado, às transferências de exergia acompanhadas de caudal mássico e trabalho do escoamento, nas suas entradas e saídas, e à subtracção da exergia perdida por unidade de tempo. Esta última está relacionada com a perda de exergia que acompanha qualquer processo real, as irreversibilidades que ocorrem durante o processo.

$$\frac{dA_{vc}}{dt} = \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum \dot{m}_e a_e - \sum \dot{m}_s a_s - \dot{I} \quad (2.12)$$

Sendo:

Potência exergética associada às transferências de calor pela fronteira do sistema –

$$\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right);$$

Potência exergética associada ao trabalho do sistema, $\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}$;

Potência exergética associada aos fluxos de massa à entrada - $\sum \dot{m}_e a_e$;

Potência exergética associada aos fluxos de massa à saída - $\sum \dot{m}_s a_s$.

Exergia destruída, $\dot{I} = T_0 \dot{\sigma}$.

2.1.2.1. Caldeira

O balanço exergético da equação 2.12 aplicado ao volume de controlo da caldeira resulta em:

$$q \left(1 - \frac{T_0}{T_{cc}} \right) = (a_s - a_e) + i_{cald.} \quad (2.13)$$

Sabe-se ainda que o objectivo da caldeira tem a ver com o aumento da exergia do vapor, isto é, o aumento do *output* exergético pelo que se pode definir o rendimento exergético da caldeira por:

$$\eta_{Exer.cald.} = \frac{a_s - a_e}{q \left(1 - \frac{T_0}{T_{cc}} \right)} \quad (2.14.)$$

O denominador, que traduz a exergia específica associadas às transferências de calor pela fronteira do sistema, pode ainda ser identificado como a exergia específica do combustível.

2.1.2.2. Turbina

Como se sabe, o objectivo da turbina é a produção de energia mecânica, através da expansão do vapor. Assim, o balanço de exergia ao volume de controlo da turbina, tendo esta como adiabática, é dado por:

$$a_e - a_s = w_t + i_t \quad (2.15)$$

Onde w_t é o trabalho específico da turbina e obtém-se de um balanço energético. O objectivo exergético da turbina é produzir trabalho ao veio, pelo que se pode definir:

$$\eta_{Exer.t} = \frac{w_t}{a_e - a_s} \quad (2.16)$$

2.1.2.3. Condensador

No balanço exergético ao condensador, equação 2.17., considera-se um volume de controlo que se estenda até ao ambiente.

$$-q \left(1 - \frac{T_0}{T_{cc}} \right) = (a_s - a_e) + i_{cond.} \quad (2.17)$$

Sendo que q representa o calor cedido à fonte fria.

2.1.2.4. Bombas

Recorrendo, mais uma vez, à Segunda Lei da termodinâmica, o balanço exergético das bombas é dado por:

$$-w_b = (a_s - a_e) + i_b \quad (2.18)$$

Pelo que o respectivo rendimento exergético é dado por:

$$\eta_{Exer.b} = \frac{a_s - a_e}{w_b} \quad (2.19)$$

2.1.2.5. Permutadores de Calor

No que diz respeito a balanço exergético, os permutadores pretendem aumentar a exergia de um fluido com a diminuição de exergia de outro fluido.

Na maioria dos permutadores, a corrente de fluido fria encontra-se separada da corrente de fluido quente. Considerando um permutador adiabático, o balanço exergético ao condensador é dado por:

$$\dot{m}_q(a_{e,q} - a_{s,q}) = \dot{m}_f(a_{s,f} - a_{e,f}) + \dot{I} \quad (2.20)$$

Sendo:

Perda de exergia associada ao fluido quente - $\dot{m}_q(a_{e,q} - a_{s,q})$;

Ganho de exergia associada ao fluido frio - $\dot{m}_f(a_{s,f} - a_{e,f})$.

O rendimento exergético associado aos permutadores de calor de correntes separadas é dado por:

$$\eta_{Exer.perm.} = \frac{\dot{m}_f(a_{s,f} - a_{e,f})}{\dot{m}_q(a_{e,q} - a_{s,q})} \quad (2.21)$$

2.1.2.6. Desgaseificador

O desgaseificador, usualmente presente nos ciclos de vapor, encontra-se na parte superior do tanque de água de alimentação pela necessidade de desgaseificar o fluido de trabalho. Os gases não condensados, que entram ao longo do processo, são conduzidos para o desgaseificador, onde são eliminados da água de alimentação, uma vez que é de extrema importância a qualidade da água que entra na caldeira.

Considerando o desgaseificador adiabático, a sua análise exergética vai ao encontro da análise exergética efectuada para um misturador de caudais., tendo como principal objectivo combinar a exergia de todas as entradas, numa única saída:

$$\sum \dot{m}_e a_e = a_s \sum \dot{m}_e + \dot{I}_{desg.} \quad (2.22)$$

Por sua vez, o rendimento exergético do desgaseificador é dado por:

$$\eta_{Exer.desg.} = \frac{a_s \sum \dot{m}_s}{\sum \dot{m}_e a_e} \quad (2.23)$$

2.1.2.7. Eficiência Exergética do Ciclo Termodinâmico

O rendimento exergético do ciclo representa a razão entre o que se obtém pelo que se fornece. Através da equação 2.12 facilmente se percebe que o trabalho útil do ciclo corresponde ao trabalho da turbina, já o calor fornecido é associado ao balanço exergético da caldeira. Referir que as perdas do ciclo estão associadas às bombas e ao calor perdido no condensador, sendo:

$$\dot{m}_{cald.} q \left(1 - \frac{T_0}{T_{cc}} \right) = \dot{W}_t - \dot{W}_b - \dot{m}_{cond.} q \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond.}} \right) + \dot{I}_{ciclo} \quad (2.24)$$

Assim, o rendimento exergético do ciclo é dado por:

$$\eta_{Exer.ciclo} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{Q}_{cald.} (1 - T_0/T_{cc})} \quad (2.25)$$

2.1.3. Combustão

A combustão representa o processo de queima de combustíveis, na qual existe a libertação de calor, tratando-se, do ponto de vista químico, de uma reacção exotérmica.

Já do ponto de vista termodinâmico, os processos de combustão envolvem considerações em relação às substâncias envolvidas, uma vez que estas sofrem mudanças de estado e alteram a sua composição química.

De uma forma geral, na combustão faz-se a transformação de uma forma de energia em outra mais adequada para as aplicações desejadas. Neste caso, ocorre a transformação da energia química do combustível em energia térmica, através dos gases quentes da combustão e, de seguida, em energia mecânica, que é transmitida ao veio motor.

Na combustão, para além do combustível, neste caso biomassa florestal, é imprescindível a existência de um comburente, normalmente ar, que irá reagir com o primeiro e proporcionar a combustão, perante certas condições de pressão, temperatura e composição da mistura.

É de referir que existem factores que influenciam a combustão (Oliveira, 2012):

- Excesso de ar adequado;
- Qualidade da mistura, uma vez que é necessário que as moléculas de oxigénio cheguem junto das moléculas de combustível;
- Temperatura correcta, uma vez que, quando a mesma é inferior ao valor de equilíbrio, a combustão tende a ser incompleta por reacção deficiente. Este parâmetro está relacionado com a cinética química.

2.1.3.1. Combustível

Os combustíveis sólidos apresentam na sua composição, definida pela análise elementar, fracções mássicas de carbono (C), hidrogénio (H), oxigénio (O), azoto/nitrogénio (N), pequenas fracções de enxofre (S) e ainda matéria não combustível, vulgarmente designada por cinza.

Tal como já foi referido, a combustão ocorre na presença de oxigénio. Assim, o oxigénio, na presença de calor, irá quebrar as moléculas heterogéneas do combustível, dando origem a compostos sólidos estáveis. Simultaneamente, o calor proveniente dessas reacções irá vaporizar a matéria volátil, a qual se associa aos compostos instáveis, prosseguindo-se assim a dissociação. No final, libertam-se componentes do tipo CO e H₂, os quais reagem com oxigénio e formam CO₂ e H₂O. No caso particular da biomassa, existe ainda formação de NO_x e SO_x durante a sua queima, uma vez que apresenta nitrogénio e enxofre nas suas cadeias moleculares.

Outro dos parâmetros importantes na biomassa é a sua humidade, que pode variar entre 15 a 95%, o que fará baixar o PCI, uma vez que são inversamente proporcionais.

A composição química de cada espécie florestal é importante para otimizar o processo de combustão. A biomassa lenhosa tem uma composição química elementar que se pode traduzir por: carbono (47-54%), hidrogénio (5,6-7%), oxigénio (40-44%), nitrogénio (<0,1-0,5%), enxofre (<0,01-0,05%) e ainda cálcio, potássio, magnésio, cloro, arsénio, cádmio, zinco, mercúrio, chumbo, crómio e cobre, em quantidades muito reduzidas. No entanto, a composição química elementar pode variar de espécie para espécie e mesmo com as diferentes partes

constituintes das árvores ou com as condições ambientais em que se deu o seu crescimento (Telmo, *et al.*, 2010).

2.1.3.2. Excesso de Ar

Na realidade, as reacções de combustão realizam-se sempre com excesso de ar, uma vez que é impossível assegurar uma combustão completa com valores teóricos de ar.

A granulometria do combustível, o sistema de injeção de ar e o próprio equipamento de combustão intervêm na queima por forma a estabelecer o excesso de ar necessário. Assim, quando o ar de combustão for inferior ao ar teórico não se verificam as reacções de todos os reagentes e a reacção apresenta-se como incompleta.

2.1.4. Exergia Química do Combustível

A exergia não descreve a capacidade de exploração de um combustível, mas sendo uma propriedade independente permite criar um modelo para o trabalho extraído de um dado recurso (Hermann, 2006).

De acordo com Song, *et al.* (2012), a exergia química do combustível é uma propriedade relevante na análise e optimização de sistemas de conversão de energia. Os mesmos autores afirmam que o cálculo exergético de combustíveis gasosos é relativamente simples, através de métodos básicos descritos na maior parte dos livros da área científica. Contudo, o mesmo não acontece para combustíveis líquidos e sólidos, uma vez que combustíveis à base de carbono contêm, muitas vezes, ligações bastante complexas que relacionam propriedades termodinâmicas desconhecidas (Hermann, W., 2006).

Song, *et al.* (2012), na publicação citada anteriormente, apresentam uma revisão bibliográfica de trabalhos desenvolvidos na área, onde estabelecem que a exergia química associada aos combustíveis pode ser dividida em duas categorias. A primeira estabelece correlações entre a exergia química e o poder calorífico, já a segunda categoria recorre a correlações empíricas derivadas da relação de energia livre, fornecida pela fórmula de Gibbs.

No que diz respeito à primeira categoria, Rant (1961) propôs uma relação constante de exergia química para o valor do poder calorífico de sólidos e líquidos, separadamente. Contudo, o cálculo para diferentes substâncias orgânicas revelou que essa proporção estabelecida depende, significativamente, da composição química. Szargut e Styrylska (1969) foram responsáveis por correcções nas relações definidas por Rant, tendo em conta a composição química dos combustíveis. Assim, estabeleceram uma correlação para combustíveis gasosos, quatro para combustíveis líquidos e cinco correlações associadas a combustíveis sólidos. Song, *et al.* (2012) afirmam que as conclusões obtidas por Szargut e Styrylska apresentam alguns

inconvenientes. Em primeiro lugar, não envolvem o efeito do azoto e do enxofre presente nos combustíveis sólidos. Para além disso, os estados de alguns compostos foram retirados de publicações anteriores dos mesmos autores e apresentavam erros. Por último, as correlações eram limitadas ao estado ambiente de referência definido pelos autores.

Na segunda categoria para a análise exergética dos combustíveis, definida por Song, *et al.*, podem destacar-se os estudos efectuados com base nas relações de energia livre de Gibbs, na qual supõem que a entropia dos combustíveis é equivalente à soma das entropias dos elementos que os constituem. Sieh e Fan (1982) apresentaram uma correlação simples para estimar a exergia química associada a materiais e estruturas mais complexas. Contudo, posteriormente, a estimativa utilizada para determinação das entropias não se revelou totalmente correcta. Stepanov (1995) estabeleceu fórmulas para o cálculo da entropia e exergia associada aos combustíveis, fórmulas que, mais uma vez, revelaram diversas limitações. Song, *et al.* (2012) têm feito importantes avanços no que diz respeito à determinação da exergia química de combustíveis. Até aos seus estudos não se tinha dado grande relevância à exergia química associada às cinzas, estando estes autores a estabelecer correlações avaliando a influência da mesma, segundo pressupostos simples relacionados com o estado inicial da matéria inorgânica e respectivas formações dos seus compostos.

Anteriormente, e de uma forma bastante mais generalizada, Li (1996) estabeleceu equações para a exergia química e poder calorífico dos combustíveis, nas quais estabelece relações entre as duas categorias de análise definidas por Song, G. *et al.*. O mesmo autor afirma que a exergia química pode representar o trabalho disponível de uma dada substância ao reagir com um ambiente de referência (T_0 , p_0). Neste sentido, defende que, para um processo que envolve uma reacção química, o trabalho disponível representa o trabalho máximo que pode ser extraído, teoricamente, de uma substância ao reagir quimicamente com o ambiente de referência. Por seu lado, os produtos da reacção retornam, eventualmente, a um estado morto num processo reversível. Por fim, Li (1996) defende que para estimar a exergia química do combustível são necessários 3 procedimentos:

- Preparar a equação química correspondente à combustão;
- Supor que tanto o combustível como o ar de combustão se encontram na condição padrão e que os produtos estão em equilíbrio térmico químico com o ambiente;
- Calcular o trabalho disponível para processos de combustão.

No seguimento das afirmações anteriores descritas pelo autor, o mesmo apresenta equações para o cálculo da exergia química associada a combustíveis líquidos e sólidos.

Para combustíveis sólidos, Li, citado por Silva (2009), apresenta as seguintes fórmulas para o cálculo da exergia química:

$$\frac{a_{comb}^{ch}}{PCI} = 1,0438 + 0,0013 \cdot \frac{H}{C} + 0,1083 \cdot \frac{O}{C} + 0,0549 \cdot \frac{N}{C},$$

Se $\frac{O}{C} \leq 0,666$ (2.26)

$$\frac{a_{Comb}^{ch}}{PCI} = \frac{1,0430 + 0,0013 \cdot \frac{H}{C} - 0,4453 \frac{O}{C} \cdot (1 + 0,0051 \cdot \frac{H}{C}) + 0,0521 \cdot \frac{N}{C}}{1 - 0,5385 \cdot \frac{O}{C}}$$

Se $2,67 > \frac{O}{C} > 0,666$ (2.27)

É ainda de salientar que, o valor de exergia química associada à biomassa pode variar entre 15 a 20 MJ/kg, em base seca, dependendo do conteúdo de carbono e cinzas. A Biomassa lenhosa apresenta um maior teor de carbono, quando comparada com outros tipos de biomassa, por exemplo biomassa marinha (Hermann, 2006).

2.2. Biomassa Florestal

A biomassa, como energia solar armazenada na forma química em animais e plantas, encontra-se entre os recursos mais preciosos e versáteis do planeta. Biomassa é o nome dado a tudo o que esteja relacionado com terra viva (Demirbas, 2005). De forma geral, a biomassa integra a fracção biodegradável de produtos e resíduos da agricultura, da floresta e das indústrias conexas, tal como da actividade industrial e urbana. Esta energia alternativa representa a quarta maior fonte de energia no Mundo, depois do carvão, petróleo e gás natural (AEBIOM, 2012).

No contexto florestal, a biomassa representa a fracção biodegradável dos produtos e dos desperdícios da actividade florestal, isto é, lenho, ramos, folhas, cascas, bicadas e cepos. O ciclo de vida da biomassa provém da existência do sol, como fonte de energia. Assim, no processo de fotossíntese, a clorofila das plantas capta a energia solar convertendo-a em energia química, processando o dióxido de carbono (CO₂), a água (H₂O) e minerais em oxigénio (O₂) e compostos orgânicos. É durante a combustão da biomassa que o CO₂, anteriormente capturado no processo fotossintético, é libertado, dando mais tarde início a um novo ciclo. Por esta razão, a biomassa não provoca mais emissões de gases com efeito de estufa (*GEE*). Pode então constatar-se que, face à ameaça do aquecimento global provocado pelo aumento da concentração de *GEE* na atmosfera, a biomassa constitui uma resposta positiva, revestindo-se de um cariz estratégico para satisfazer objectivos nacionais e internacionais.

Na Estratégia Nacional para a Energia, a biomassa assume especial relevância. Não sendo solução única para a substituição dos combustíveis fósseis, representa, no entanto, um contributo para uma política mais adequada, tanto a nível ambiental como a nível económico, permitindo a sua integração entre as políticas ambientais e energéticas. Portugal continental é constituído por $8,86 \times 10^6$ ha dos quais $3,00 \times 10^6$ ha são destinados à agricultura. Contudo, desta área, apenas $2,30 \times 10^6$ ha estão aptos para a produção agrícola, tendo a restante área fortes limitações a uso mais intensivo, devido às suas características (declive acentuado, fraca espessura efectiva, afloramentos rochosos, etc.). Da área sem aptidão agrícola, $6,56 \times 10^6$ ha, apenas $3,35 \times 10^6$ ha são utilizados como floresta, representando 38% do território nacional (Direcção-geral dos Recursos Florestais, 2008). Nesta medida constata-se que, em Portugal, a principal fonte de biomassa é a floresta.

2.2.1. Classificação da Biomassa

Existem vários tipos de classificação da biomassa, no presente trabalho opta-se por uma classificação segundo a proveniência dos resíduos presentes na mesma. Esta classificação relaciona-se directamente com a combustão.

Os resíduos primários representam os subprodutos resultantes de actividades de desbaste, limpeza de florestas, actividades agrícolas e indústrias agro-alimentares. Por seu lado, os resíduos secundários são os subprodutos provenientes do processamento da biomassa em actividades de produtos alimentares ou que recorrem à mesma como matéria-prima. Podem destacar-se as indústrias de bebidas, de pasta de papel ou de cascas e caroços de frutas. Por último, os resíduos terciários dizem respeito aos subprodutos da biomassa em estado usado, como madeira de demolições ou resíduos de embalagens e paletes de madeira (Santos, 2009).

Após a classificação mencionada, importa enquadrar a biomassa no tipo de espécie quanto ao seu crescimento. Assim, as culturas dedicadas ao aproveitamento energético, como o choupo ou o eucalipto e no caso das herbáceas, a cana do açúcar, são consideradas espécies de crescimento rápido. Estas devem apresentar, entre outras características, um baixo consumo energético na sua produção, uma diminuta exigência de nutrientes, sendo dotadas de grande resistência à infestação e portanto com uma menor necessidade de fertilizantes (Santos, 2009).

Dentro das espécies de crescimento rápido, no presente trabalho dá-se especial atenção ao eucalipto, mais concretamente à espécie *Eucalyptus Globulus*. Segundo Pereira *et al.* (2010), o *E. Globulus* foi uma das primeiras espécies a ser utilizada em plantações voltadas para a produção de celulose, uma vez que combina um rápido crescimento com as excelentes propriedades da madeira no que diz respeito à produção de celulose branqueada. Portugal e

Espanha destacam-se como os principais países da Europa com plantações industriais de *E. Globulus* (Gominho, *et al.*, 2012).

A biomassa não se define como um recurso renovável, mas sim como uma energia alternativa que só passa a recurso renovável quando a sua taxa de exploração não excede a taxa de reposição.

2.2.2. Propriedades da Biomassa

Para a utilização da biomassa como matéria-prima em processos como a combustão, é essencial compreender e conhecer as propriedades químicas que a caracterizam, bem como a humidade e poder calorífico.

A análise elementar, já efectuada no subcapítulo 2.1.3.1, diz respeito à análise química da biomassa no que se refere à medição dos conteúdos de carbono, hidrogénio, oxigénio, azoto e enxofre, podendo ainda estimar-se o cloro, no caso de desperdícios. O teor de metais alcalinos e a massa volúmica (a granel) são outras propriedades passíveis de avaliação.

2.2.2.1. Humidade

O teor de humidade presente na biomassa depende do seu tipo e da sua origem.

A humidade pode ser avaliada de forma intrínseca ou extrínseca. A primeira prende-se com o teor de humidade da própria biomassa, avaliado em laboratório, enquanto a segunda considera as condições atmosféricas durante a colheita, bem como a contaminação do solo ou de outros agentes (Santos, 2009).

No que respeita a tecnologias de conversão da biomassa, a humidade é um parâmetro essencial. No caso da conversão termoquímica, o teor de humidade extrínseca é indesejável e é fundamental eliminar-se ou diminuir-se através da secagem, até um nível técnico e economicamente tolerável. Um elevado teor de humidade conduz a um baixo poder calorífico, uma vez que estes dois parâmetros são inversamente proporcionais. Uma redução do teor de humidade de 50 para 30%, por tonelada de biomassa seca, representa um ganho de rendimento térmico de, aproximadamente, 8,7% (Oberberger, 1998).

2.2.2.2. Poder Calorífico

O poder calorífico representa a energia calorífica possível de extrair por unidade de massa de biomassa, quando a mesma é queimada ao ar.

O poder calorífico superior, PCS, representa o valor absoluto da entalpia da reacção química, quando a água presente nos produtos se encontra no estado líquido. Já o poder calorífico inferior, PCI, representa o valor absoluto da entalpia da reacção, quando a água

presente nos produtos se encontra no estado gasoso, pode obter-se através da subtracção entre o poder calorífico superior e o calor latente do vapor de água contido na biomassa.

2.2.2.3. Análise Aproximada

A análise aproximada caracteriza a biomassa em termos de matéria volátil, carbono fixo e cinzas, podendo ainda incluir a humidade.

Após a secagem, a amostra subdivide-se numa parte combustível e noutra incombustível, cinzas. A parte combustível pode ainda dividir-se em matéria ou carbono volátil e em resíduo carbonoso (carbono fixo). Através de uma análise em laboratório é possível avaliar a energia química armazenada sob a forma de carbono volátil e fixo.

Segundo Khan *et al.* (2009), o teor de matéria volátil corresponde ao gás libertado, incluindo humidade, quando o mesmo é sujeito a uma temperatura de 950 °C, durante cerca de 7 minutos. Já o conteúdo de carbono fixo representa a massa remanescente após a libertação dos voláteis. Segundo os mesmos autores, os voláteis traduzem a facilidade com que o combustível é inflamado, mesmo a baixas temperaturas. No caso da biomassa este teor é elevado, na ordem dos 75%, o que se traduz numa rápida taxa de reacção, pelo que a biomassa pode perder até 90% da sua massa inicial, ainda na fase de desvolatilização.

Ainda no que diz respeito ao teor de carbono fixo, pode afirmar-se que materiais com elevado conteúdo de resíduo carbonoso são mais adequados para a gaseificação.

A cinza representa a matéria destituída de carbono e hidrogénio. Assim, consiste em minerais oxidados que não passam à fase gasosa. As partículas de cinza arrastadas pelos gases de combustão tomam o nome de cinza volante. Em sistemas de conversão termoquímica, o conteúdo de cinzas, bem como as suas propriedades têm impacto. A cinza acaba por afectar, não só o sistema de remoção da mesma, como todo o sistema de conversão de biomassa, a queima, a fornalha, a caldeira, o tratamento de fumos e mesmo a operação da instalação (Santos, 2009).

Telmo *et al.* (2010), num estudo efectuado na Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, avaliaram, entre outros, valores de teor de cinzas, conteúdo de matéria volátil e de carbono fixo, para várias espécies presentes no território nacional. No que diz respeito ao *E. Globulus*, em base seca, apresenta cerca de 0,5 % de cinzas, 86, 3% de matéria volátil e 13,3 % de carbono fixo.

2.2.2.4. Teor de Metais Alcalinos

Na biomassa, os metais alcalinos são, essencialmente, o sódio, o potássio, o magnésio e o cálcio, que reagem com a sílica presente na cinza volante. Esta reacção, a alta temperatura, forma uma fase líquida, escória, a qual pode provocar, entre outros, depósito ou mesmo obstrução tanto das superfícies de transferência de calor como das entradas de ar na fornalha (Santos, 2009).

No estudo referido anteriormente, Telmo *et al.* (2010), para o *E. Globulus*, referem um conteúdo de potássio de 3100 mg/kg, mais uma vez na base seca, 1285,6 mg/kg de fósforo, 106,5 mg/kg de cálcio, 83,5 mg/kg de magnésio, 19,5 mg/kg de sódio e ainda quantidades de manganês, ferro, zinco, cloro, bem como vestígios de níquel, crómio, cádmio, cobre e fluor.

2.2.2.5. Massa Volúmica (a granel)

A biomassa apresenta uma baixa energia por unidade de volume ou peso. Este facto obriga à utilização de fornalhas de maior dimensão e, conseqüentemente, origina dificuldades no controlo do processo e no sistema de alimentação da biomassa. Cria ainda limitações tecnológicas e de logística em termos de custos, uma vez que carece de maiores volumes de transporte e armazenamento (Santos, 2009).

Apresentam-se de seguida as principais e mais comuns dificuldades no sistema de alimentação de biomassa à caldeira.

2.2.3. Alimentação da Biomassa à Caldeira

Actualmente, a compreensão dos processos termoquímicos de conversão da biomassa encontram-se relativamente desenvolvidos, nomeadamente, a combustão directa. Contudo, os problemas mais críticos surgem na zona de alimentação da biomassa na caldeira, o que condiciona o funcionamento contínuo do sistema.

A alimentação da biomassa recebeu alguma atenção no passado, com a criação de vários alimentadores e respectivas patentes. Contudo, na sua maioria apresentam um combustível específico incapaz de fornecer uma alimentação confiável, eficiente e económica, para uma maior variedade de combustíveis. Os problemas mais comuns ocorrem com bloqueios na linha de alimentação, conduzindo a pontes e falhas do sistema (Dai, *et al.*, 2012).

Assim, torna-se bastante importante o estudo das propriedades físicas da biomassa que influenciam o processo de alimentação da mesma à caldeira. Um estudo, de revisão, levado a cabo por Dai, *et al.* (2012) determinou que o tamanho e forma das partículas, a sua humidade e massa volúmica, bem como a compressibilidade e a compactação da biomassa, são algumas das características mais relevantes. Para além das propriedades mencionadas, existem outros factores que condicionam a alimentação da biomassa à caldeira, como é o caso de materiais externos, como metais e pedras. Estes materiais devem ser eliminados, ou pelo menos reduzidos, uma vez que podem causar desgastes e paragens na alimentação, bem como problemas graves na caldeira. Existem algumas técnicas para a remoção dos mesmos, tais como a utilização de um íman para a remoção de materiais ferrosos.

2.2.3.1. Efeitos das Propriedades Físicas da Biomassa

Segundo o mesmo estudo, os bloqueios na linha de alimentação estão fortemente ligados ao tamanho das partículas e à sua forma irregular, bem como à má distribuição das mesmas.

Cada tipo de reator apresenta diferentes requisitos no tamanho do combustível. Assim, partículas de tamanho uniforme conduzem a um melhor desempenho do reator. Já as partículas de grande dimensão, em especial as que apresentam alta densidade e rigidez, são mais susceptíveis ao bloqueio do sistema de alimentação.

Dentro das propriedades físicas da biomassa, já referidas no presente trabalho, dá-se especial importância à humidade. O teor de humidade, tal como foi mencionado anteriormente, representa a massa de água por unidade de massa seca, ou húmida, de material e constitui uma importante característica do combustível. O máximo teor de humidade das matérias-primas admitido em processos termoquímicos é de 65%, pois a humidade aumenta o conteúdo, o que acentua a tendência para bloqueios no sistema de alimentação, para além de conduzir à corrosão de superfícies metálicas. Por outro lado, combustíveis excessivamente secos apresentam maior permeabilidade, o que aumenta a possibilidade de refluxo de gás e de outros materiais a partir do leito.

Uma humidade entre os 10 e 20% (base húmida) é o ideal para a maioria dos processos de conversão da biomassa. Valores superiores conduzem a uma redução da eficiência na combustão. Já para os sistemas de gasificação levam a uma melhor conversão do carbono, emissões mais reduzidas de *tar* e menor aquecimento do *producer gas* (Dai, *et al.*, 2012).

2.2.3.2. Equipamentos na Alimentação da Biomassa

Os sistemas de alimentação de biomassa fazem o seu transporte, desde o silo até à linha de transporte, bem como a sua injeção na caldeira. Um sistema de alimentação ideal tem de proporcionar uma entrega contínua e suave de biomassa, com um controle preciso da taxa de alimentação. Deve ainda ser insensível a variações de tamanho do combustível, da sua forma e humidade, evitando o refluxo de gás e materiais a partir do leito (Babu, 1995).

Não existe uma escolha universal no que toca a alimentadores. Existem, sim, várias combinações possíveis, tanto para combustão como para gasificação de biomassa. Os sistemas de alimentação em tremonhas, designados na língua inglesa por *hopper* e *lock hopper*, os alimentadores em parafuso, as válvulas rotativas, os alimentadores de pistão, ou de correia, sistemas vibratórios, alimentadores de mesa rotativa, bombas e sistema pneumáticos de alimentação, são algumas das possíveis escolhas. Todos estes dispositivos podem proporcionar o controlo da taxa de alimentação e, tal como já foi referido, são frequentemente combinados, especialmente para uma operação contínua.

A temperatura, a pressão, os depósitos de combustível e outras condições de fluxo devem ser monitorizados continuamente, a fim de se garantir a segurança do sistema, bem como uma alimentação suave.

Os sistemas de alimentação variam de central para central, dependendo das políticas operacionais. No que toca a caldeiras de leito fluidizado, os sistemas de alimentação mais utilizados são as tremonhas, válvulas rotativas, alimentadores em parafuso, pneumáticos ou ainda alimentadores de pistão. Já a gasificação requer uma maior segurança, exigindo um conhecimento aprofundado de cada uma das suas etapas para posterior projecção e desenvolvimento de um sistema operacional seguro e confiável (Dai, *et al.*, 2012).

2.3. Técnicas de Conversão da Biomassa

Economicamente, a conversão da biomassa pode apresentar o mínimo de impactos ambientais, sendo mesmo positiva quando falamos da sua colheita.

A conversão da biomassa pode dividir-se em duas categorias diferentes, a dos processos termoquímicos e a dos processos bioquímicos (fermentação e biodigestão). Dentro dos processos termoquímicos, aos quais se dá especial atenção, encontra-se a combustão directa, a gaseificação, a pirólise e a liquefacção, figura 2.2. Os métodos de conversão termoquímica como a pirólise e a gaseificação não são as opções mais importantes no presente, uma vez que a combustão é responsável por cerca de 97% da produção mundial de bioenergia (Demirbas, 2005).

A combustão tem a ver com a transformação da energia química dos combustíveis em calor, através das reacções dos elementos constituintes em conjunto com oxigénio fornecido.

No que diz respeito à biomassa florestal, a combustão directa ocorre em instalações baseadas em ciclos de potência a vapor. A queima na caldeira pode ocorrer através do uso exclusivo de biomassa ou com o auxílio de outro combustível.

As tecnologias dos ciclos a vapor são as mais conhecidas e as que apresentam menor risco para os investidores. No entanto, é de referir que um dos seus problemas é a baixa eficiência, a qual não vai muito para além dos 30%.

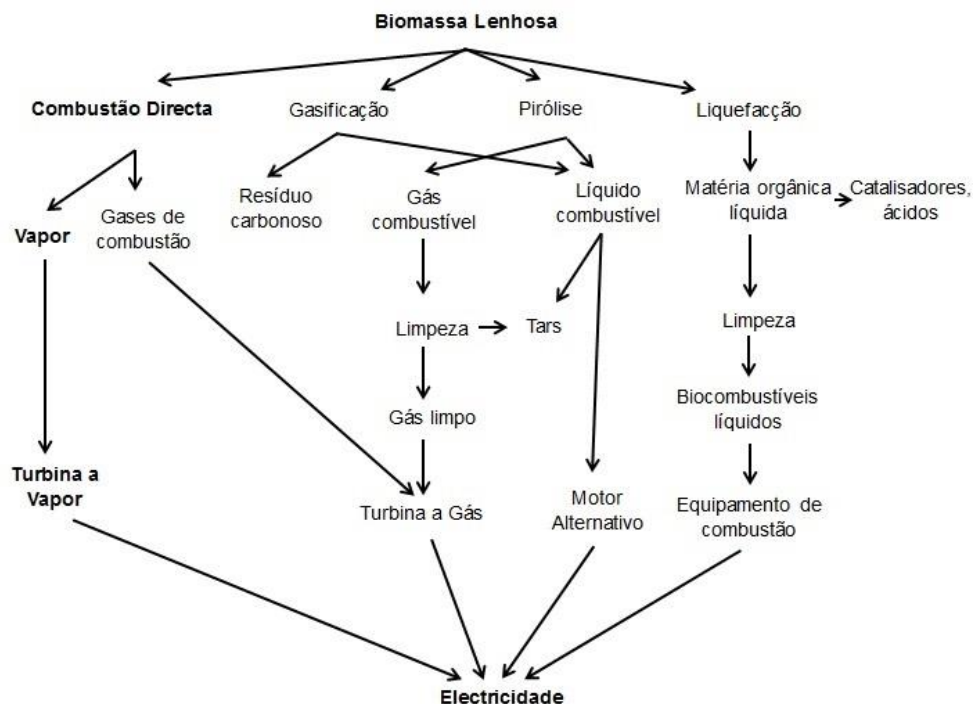


Figura 2.2 Técnicas de conversão termoquímica da biomassa

2.3.1. Combustão Directa

2.3.1.1. Princípios da Combustão de Biomassa

O processo de combustão da biomassa envolve um complexo conjunto de reacções, habitualmente descritas em quatro fases distintas, secagem, pirólise, combustão e, dependendo das condições de disponibilidade do comburente durante a combustão, gaseificação. De forma resumida, a biomassa começa por perder parte do seu teor de humidade, durante a fase de secagem e por recurso à energia libertada no processo de combustão. De seguida, na fase correspondente à pirólise, ocorre a libertação de monóxido de carbono e de compostos voláteis. Dentro desta fase, o metano e outros hidrocarbonetos leves, são os primeiros a libertarem-se, seguidos das espécies de maior massa, com o aumento da temperatura. Num processo de combustão, os gases citados podem representar cerca de 70% do poder calorífico associado à biomassa (IEA, 2002). A pirólise ocorre na ausência de um agente oxidante externo, já a degradação térmica na gaseificação, decorre na presença de um agente oxidante externo, mas em quantidade insuficiente para ocorrer a oxidação completa. O processo conhece o seu fim com a oxidação completa do combustível e a retenção das cinzas.

2.3.1.2. Principais Sistemas de Combustão Directa

A combustão em leito fixo e a combustão em leito fluidizado são os dois principais sistemas de combustão directa da biomassa. Num sistema de leito fluidizado, a combustão ocorre num leito quente onde as partículas se misturam com ar e um material não inflamável, areia, libertando o gás quente proveniente da combustão.

O sistema de leito fluidizado proporciona uma combustão mais completa da biomassa, o que resulta numa maior eficiência e simultânea redução das emissões de SO₂ e NO_x. Este tipo de caldeiras admite uma gama mais diversificada de matéria-prima (Peterson e Haase, 2009).

Os princípios de funcionamento da combustão em leito fluidizado e a sua utilização na queima de biomassa vão merecer especial atenção mais à frente, na secção 2.4.

2.3.2. Gaseificação

A tecnologia de gaseificação encontra-se em franco desenvolvimento de há 10 anos para cá. A ideia de usar gás de síntese como combustível em turbinas a gás não é nova, Gumz (1950) fez a proposta, já com temperaturas de entrada da turbina na ordem dos 700 °C. Contudo, o acentuado desenvolvimento da tecnologia fez com que, actualmente, se consigam obter temperaturas de entrada na turbina a gás na ordem dos 1400 °C (Higman e Burgt, 2003).

No que diz respeito à biomassa sólida, é convertida num gás combustível, designado de *producer gas*. Esta conversão ocorre através da oxidação parcial no gasificador, da qual resultam produtos gasosos como, dióxido e monóxido de carbono, água, hidrogénio e hidrocarbonetos, bem como pequenas quantidades de produtos sólidos, cinzas e compostos não condensáveis. A utilização do *producer gas* é considerada mais versátil quando comparada com a biomassa no seu estado original, podendo apresentar um maior número de aplicações face a um combustível sólido. Nesta medida, a gaseificação pode acrescentar valor à matéria-prima, convertendo-a em combustíveis e produtos comercializáveis (Puig-Arnavat, *et al.*, 2010).

Apesar de, numa primeira análise, esta tecnologia parecer relativamente simples, na verdade tem-se revelado difícil de compreender em profundidade. Os gasificadores podem, para fins de análise teórica, dividir-se em diferentes estágios. Assim, como principais estágios de um gasificador, encontra-se a secagem, a pirólise, a oxidação e a redução. As primeiras duas fases ocorrem em zonas de baixa ou média temperatura. Por sua vez, a oxidação ocorre na zona do gasificador onde se introduz ar, com temperaturas entre os 700 a 1400 °C. Numa última fase ocorre a redução, numa zona de elevadas temperaturas, mas com deficiência de oxigénio. É nas reacções de redução que se forma o *producer gas*.

Segundo Spliethoff (2010), a técnica apenas deve ser considerada para centrais com elevada capacidade, entre os 50 e os 100 MW, devido à baixa energia associada à biomassa e à sua disponibilidade como matéria-prima. O mesmo autor refere a existência de uma grande

variedade de reactores, para pequenas e grandes escalas e podem ser classificados de diferentes formas.

A escolha do agente de gaseificação tem um efeito dominante no valor de aquecimento do *producer gas*, assim, existem reactores a ar, a oxigénio ou a vapor. A fonte de calor pode ser outra referência na classificação de gasificadores. Na gaseificação directa o calor é fornecido através da oxidação parcial da biomassa, resultando um *producer gas* com menor poder calorífico. Por outro lado, se a gaseificação ocorrer de forma indirecta, o calor é fornecido em duas etapas, na zona de combustão e na zona de gaseificação.

A pressão no gaseificador também o classifica, consoante trabalhe à pressão atmosférica ou pressurizada. Por fim, e de acordo com a concepção do gaseificador, existem equipamentos de leito fixo, leito fluidizado ou de fluxo turbulento, os dois primeiros são os mais utilizados na conversão de biomassa (Spliethoff, 2010).

Franco, *et al.* (2003), referem que a gaseificação da biomassa de forma industrial está apenas no início e ainda necessita de percorrer um grande caminho para que se torne numa tecnologia de confiança, particularmente no que diz respeito à redução de *tars*, ao comportamento das cinzas, à qualidade do *producer gas* e à dependência do processo consoante a natureza e características da biomassa. Os autores destacam a técnica de gaseificação em vapor, a qual tem ganho importância devido às características do *producer gas* obtido. O mesmo apresenta elevado teor de hidrogénio, elevado poder calorífico, reduzindo o efeito do azoto proveniente do ar. No entanto, é ainda necessário o estudo de vários parâmetros, como o efeito do vapor a montante das reacções de gaseificação.

Ruiz, *et al.* (2013), consideram que a tecnologia de gaseificação é, ainda, bastante complexa e inflexível, o que torna a sua utilização menos competitiva na geração de electricidade. Os autores destacam dificuldades na escolha do gaseificador adequado consoante o tamanho da central e a qualidade da biomassa. Apesar de uma tão diversificada oferta de gasificadores, na realidade muitos deles ainda se encontram em fase de investigação e desenvolvimento, pelo que não existe um conhecimento profundo do seu funcionamento. A gaseificação apresenta-se assim como uma técnica bastante complexa quando comparada à combustão. Uma utilização confiável da mesma está ainda dependente de futuras investigações.

2.3.3. Pirólise

A pirólise representa a etapa inicial do processo de carbonização e gaseificação, onde ocorre a oxidação total ou parcial da biomassa e tem a ver com o aquecimento da biomassa a temperaturas entre os 300 e os 800 °C, na ausência de oxigénio, até que o material volátil seja

retirado. Como resultado, obtêm-se produtos nos três estados físicos, líquidos como alcatrão e extracto pirolenhoso, vapores orgânicos condensáveis e carvão (Bridgwater, 2006).

Na década de 1980, investigadores descobriram que o rendimento do líquido da pirólise pode aumentar através de uma pirólise rápida onde a biomassa, como matéria-prima, é aquecida rapidamente e os vapores produzidos são também eles condensados de igual forma. O processo de pirólise apresenta uma classificação bastante ampla, com base nas condições de operação, na qualidade e quantidade dos produtos resultantes. Por sua vez, as condições citadas dependem, principalmente, da composição química da própria biomassa e da temperatura de funcionamento (Panwar, *et al.*, 2012).

2.3.4. Liquefacção

A liquefacção da biomassa é um processo realizado a baixas temperaturas, altas pressões e com catalisadores que permitem, não só acelerar a reacção como também promover uma selectividade do processo. Neste tipo de tecnologia tem-se combustível líquido, que apresenta maior qualidade que o obtido através da pirólise, para além de que este tipo de combustíveis apresenta várias vantagens, como a densidade energética, a facilidade de transporte e a estabilidade no manejo. Os combustíveis resultantes desta tecnologia apresentam um baixo conteúdo de oxigénio, inferior a 15%. Contudo, como foi referido, são necessárias altas pressões.

Se por um lado este tipo de processo é bastante sofisticado e dispendioso, por outro os hidrocarbonetos formados resultam num combustível de boa qualidade (Canto, 2009).

2.4. Combustão em Leito Fluidizado

Em 1921, na Alemanha, Fritz Winkler, deu início à fluidização com a demonstração do processo de gasificação em leito fluidizado. Desde então, a tecnologia da fluidização tem sido utilizada nos mais diferentes processos envolvendo sólidos. Dentro desses processos podem destacar-se a combustão, gaseificação, secagem, recobrimento de partículas, aquecimento e resfriamento de partículas, craqueamento do petróleo e diversas reacções de síntese. Ao estudo citado sucedeu-se o aparecimento e desenvolvimento do leito fluidizado borbulhante, LFB, tanto para a combustão como para a gaseificação. O primeiro combustor a LFB apresentava 12m², bastante maior que os combustores actuais.

O leito fluidizado circulante, LFC, apareceu com a concepção de um novo processo gás-sólido, em 1938, num estudo levado a cabo por Warren Lewis e Edwing Gilliland. A primeira

caldeira a LFC foi projectada na Alemanha, em 1982, para queima de carvão pulverizado na presença de calcário, a central em causa apresentava uma capacidade total de 84 MW.

No que diz respeito à aplicação inicial da técnica de LFB, ela ficou restrita a indústrias petroquímicas no processo de cracagem catalítica, não sendo utilizada no campo da combustão nem da gaseificação. Posteriormente, Lurgi, demonstrou que esta técnica é excelente quando se fala em sólidos finos e velocidades elevadas (Moura, *et al.*, 2011).

Actualmente, as caldeiras de leito fluidizado são as que apresentam um *design* mais recente. As altas taxas de calor e a transferência de massa nesse ambiente revelam-se ideais para a queima eficiente de vários combustíveis. Além disso, a massa térmica que se gera no leito de areia permite que a caldeira possa operar a temperaturas baixas, como 850 °C, o que reduz as emissões de compostos de nitrogénio (Coelho, *et al.*, 2012).

De forma resumida, o leito fluidizado consiste num leito de partículas de combustível que se misturam com material inerte, normalmente areia, sobre uma grelha através da qual o ar passa. De acordo com a velocidade do ar, o leito é designado por um dos três estágios distintos de fluidização, leito fixo, leito fluidizado borbulhante ou leito fluidizado circulante, figura 2.3. A baixas velocidades, o fluido (gasoso) flui apenas através do leito fixo, sem perturbar as partículas de forma significativa, o leito actua como um meio poroso e é chamado de leito fixo. Com o aumento da velocidade do fluido, as forças a ele associadas provocam o arrasto de partículas por forma a compensar o peso do leito e o ponto de fluidização mínimo é atingido. O espaço entre partículas aumenta, o leito expande-se e as partículas parecem estar em suspensão. Quando a velocidade do fluido excede a velocidade de fluidização mínima (U_{mf}), o excesso de gás (fluido) passa através do leito sob a forma de bolhas, o leito é então chamado de leito fluidizado borbulhante.

Geralmente, o LFB opera numa gama de velocidades várias vezes superior à velocidade mínima de fluidização. A altura do leito fluidizado, e, portanto, a distância entre partículas individuais representa a fracção de vácuo, a qual é proporcional ao caudal de ar. Nestes sistemas, a pressão de ar necessária é superior à dos sistemas em grelha, mas mantém-se constante durante a queima, mesmo com o aumento da velocidade do ar. Apenas quando a velocidade excede a velocidade descrita pelas partículas em queda livre, as mesmas são arrastadas, na corrente de gás, para fora do leito. Nesse momento, a velocidade do fluido toma o nome de velocidade terminal da partícula.

A gama de funcionamento das caldeiras a leito fluidizado borbulhante é limitada pela fluidização e o valor de velocidade terminal. As caldeiras a leito fluidizado circulante operam numa gama acima da velocidade terminal (Spliethoff, 2010).

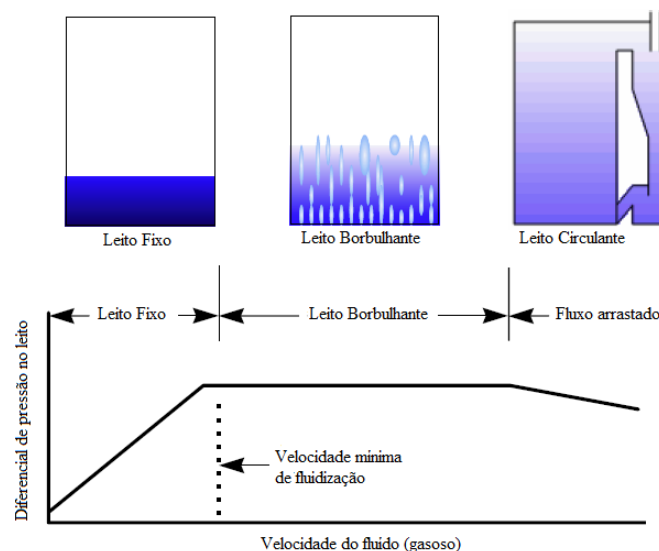


Figura 2.3 Tipos de combustão em Leito Fluidizado (adaptado de dados facultados por um fornecedor da Central)

2.4.1. Leito Fluidizado Borbulhante em Caldeiras a Biomassa

Como se pôde constatar anteriormente, a combustão em leito fluidizado é uma tecnologia bastante interessante quando se trata da queima de biomassa. Após a sua introdução na câmara de combustão, ocorrem vários processos físicos e químicos, incluindo a distribuição da biomassa no leito, o pré-aquecimento, a libertação e combustão de matéria volátil, entre outros, anteriormente citados. Assim, para a concepção de uma caldeira LFB os factores relacionados com todos estes processos têm de ser identificados e quantificados.

Em 1994, Kanury, dividiu as características da biomassa, relevantes na sua combustão, em dois grandes grupos, as que fazem parte de processos termoquímicos e as que envolvem taxas. Dentro das características termoquímicas encontra-se a entalpia, a temperatura de combustão e a quantidade de cinza residual. Determinam-se a partir das propriedades do combustível, através de análises à sua humidade, análise elementar, conteúdo de sais, teor de sílica, entre outras, e ainda segundo das propriedades da fornalha, por exemplo, o excesso de ar e qualidade da mistura. No que diz respeito à categoria intitulada de taxa, por Kanury, é subdividida em dois grupos, os processos que ocorrem dentro das partículas de combustível e os que se relacionam com processos à superfície das mesmas. Dentro desta subdivisão existe ainda uma divisão entre processos físicos e químicos. Os primeiros envolvem, entre outros, o tamanho das partículas, a sua condutividade térmica, densidade e calor específico. As propriedades referentes ao processo de pirólise e combustão são tratadas nos processos químicos (Santos e Goldstein, 2008).

Jenkins *et al.* (1998), procederam a uma revisão das propriedades associadas à biomassa e relacionadas com a combustão. O estudo revelou a importância da composição da biomassa na combustão e na emissão de poluentes. Os autores referem a falta de informação quantitativa no

processo de combustão, devido às variações significativas na estrutura e propriedades físicas da matéria-prima.

Em 2008, um estudo efectuado a três diferentes tipos de biomassa, levado a cabo por Santos e Goldstein (2008), pretendeu gerar informações sobre mecanismos que envolvem o processo de queima em LFB, como a massa de combustível e sua distribuição no leito, a matéria volátil libertada, a taxa de queima e respectivo controlo da combustão. O estudo experimental efectuado, entre outras espécies, ao *Eucalyptus Alba*, revelou que a diminuição do tamanho da amostra de combustível melhora a mistura no interior do leito. No que respeita à velocidade de fluidização, deverá ser superior à velocidade de “borbulhamento”, para que exista uma maior troca de energia entre as bolhas.

É essencial que o projecto da caldeira tenha em conta o tipo de combustível, de tal forma que a alimentação da biomassa seja efectuada de forma adequada, optimizando a eficiência global da combustão. Os autores afirmam que uma diminuição na temperatura do leito pode gerar uma diminuição acentuada da taxa de queima e dessa forma interromper a combustão. Combustíveis de biomassa apresentam regime de difusão a partir de temperaturas acima dos 1000 K. No mesmo estudo, pode ainda observar-se que a taxa de queima varia directamente com a porosidade das partículas. O material inerte utilizado foi a alumina, como material não-poroso, a taxa de combustão verificou-se a mesma, tanto no leito fluidizado como no fluxo de gás.

Splithoff (2010) faz uma pequena descrição sobre o processo de queima de biomassa em LFB, bem como de algumas características de funcionamento do mesmo. O autor afirma que o combustível é queimado a temperaturas entre os 800 e os 900 °C, num leito fluidizado onde 95 a 98% é material inerte e apenas 2 a 5% corresponde a combustível. A grande variedade de combustíveis aptos à combustão através desta técnica deve-se à mistura intensa das partículas, à excelente transferência de calor no leito e à dissociação associada ao tempo de residência das partículas e à velocidade dos gases de combustão. A baixa temperatura de combustão revela-se positiva no que diz respeito a problemas relacionados com escórias.

O autor citado afirma que, actualmente e perante as características referidas, o projecto de caldeiras de leito fluidizado fixo é completamente afastado. Ao definir a proporção de ar no leito fluidizado, é possível controlar as temperaturas entre os 650 e os 800 °C. Por seu lado, a razão de ar depende do valor de calor necessário para o aquecimento do combustível, bem como da temperatura que assegure a prevenção de sintetização no leito. A temperatura à qual a sintetização pode ocorrer no leito depende, essencialmente, da composição da cinza presente no combustível. No caso de a biomassa apresentar um elevado conteúdo de materiais alcalinos, a temperatura de sintetização encontra-se relativamente abaixo dos 800 °C. Nesta medida, a restante adição de ar deve ocorrer em várias etapas acima do leito.

As temperaturas no interior da caldeira são então controladas através da adição de ar secundário. Este princípio de funcionamento é responsável por baixas emissões de NO_x .

2.4.2. Leito Fluidizado Circulante em Caldeiras a Biomassa

As caldeiras a Leito Fluidizado Circulante, com elevadas velocidades de fluidização, na ordem de 3 a 10 m/s, apresentam maiores eficiências quando comparadas a outras que recorrem ao Leito Fluidizado Borbulhante (com velocidades de fluidização numa gama entre 1 a 3 m/s) (Obernberger, 1998). Este equipamento prevê um ciclone para recuperar o material inerte que tenha sido arrastado com os gases da combustão. O material recuperado é devolvido ao leito. Este mecanismo permite adoptar velocidades de fluidização mais elevadas, com vantagens para o processo de combustão.

A técnica de LFC não apresenta uma altura de leito definida, uma vez que os materiais sólidos formam aglomerados contínuos ao longo do fluxo ascendente, na fornalha. De uma forma geral, apresenta as mesmas vantagens que a queima em LFB, no entanto, tem de se dar especial atenção à separação dos materiais sólidos, uma vez que os mesmos descrevem maiores velocidades, podendo causar problemas relacionados com a aglomeração de materiais na cama da fornalha (Khan, *et al.* 2009). O LFC apresenta um maior tempo de residência das partículas e portanto uma maior conversão de carbono, permitindo a redução de emissões de NO_x , bem como de outros particulados, para além de uma melhor uniformidade da temperatura de combustão (Moura, *et al.*, 2011). Segundo Obernberger (1998), o LFC requer partículas de combustível de menor dimensão e, sendo uma técnica com maior *performance*, apenas é viável para potências térmicas acima dos 30 MW_t .

A capacidade instalada de caldeiras a LFC, a nível mundial, em 2005, rondava os 2100 MW_e , enquanto o LFB ficou pelos 1500 MW_e . No entanto, quando se trata de biomassa, a mesma representa o combustível com maior representatividade no que se refere à queima em LFB, já na queima em LFC representa apenas o quinto combustível mais utilizado (Koornneef, *et al.*, 2007).

2.5. Software para Simulação Termodinâmica de Ciclos de Vapor

A modelação computacional de sistemas de conversão de energia tem vindo a ganhar especial importância. Durante os últimos dez, vinte anos, tem existido um considerável desenvolvimento de *software* de modelação e simulação de sistemas energéticos.

A necessidade de informações precisas sobre o comportamento de sistemas energéticos aumentou significativamente com o objectivo da optimização dos mesmos. Desenvolve-se, assim, o interesse no controlo de parâmetros de processo como temperatura, pressão ou mesmo dimensões e materiais. Não existe nenhuma ferramenta ideal, aplicável a qualquer tipo de sistema. Cada área apresenta diferentes necessidades em termos de rotinas, propriedades de materiais, condições de saída, descontinuidades ou problemas a serem resolvidos.

A maioria dos *software* existentes apresenta, relativamente, a mesma estrutura gráfica, diferenciando-se na parte do algoritmo de modelação, a qual define o problema a ser resolvido, e na utilização de rotinas de solução numérica, as quais são responsáveis pela resolução do modelo matemático.

Segundo Elmegaard e Houbak (2002a), no desenvolvimento de um *software* de modelação computacional é muito importante executar o problema de forma básica e minuciosa, passar bastante tempo a investigar os simuladores existentes para detectar vantagens e desvantagens face aos problemas que pretende resolver. A experiência mostra que alterações drásticas no projecto de simuladores, com o objectivo de incorporar novas características, acarretam elevados custos. Além disso, um código projectado para problemas estáticos, dificilmente poderá ser utilizado na resolução de problemas dinâmicos. O investigador deve ainda ter em conta o tamanho da ferramenta no que respeita a números de variáveis, componentes, equações, entre outras, pois haverá sempre um utilizador a pedir mais. Nesta medida, é essencial a utilização de um *software* o mais padronizado possível.

Os mesmos autores, numa segunda parte da investigação, apresentam uma lista de *software* de modelação e simulação, bem como as suas principais características. Actualmente, existe um elevado número de *software* de simulação de sistemas energéticos, disponíveis no mercado. Contudo, muitas das ferramentas computacionais disponíveis são bastante limitadas a uma dada gama de problemas, apresentam difícil compreensão, não conseguem lidar com os problemas de uma forma robusta e aprofundada, para além de não apresentarem bons manuais de utilizador e acarretarem custos bastante elevados. Entre os dezoito *software* citados, podem destacar-se:

Aspen Plus, programa comercial desenvolvido para processos químicos, sendo frequentemente utilizado em aplicações com turbinas a gás. No que diz respeito a ciclos de vapor, é bastante mais limitado;

Code Written by Consonni, *software* apto a lidar com estados estacionários, utilizado para modelos com turbinas a gás e a vapor;

Cycle-Tempo, desenvolvido pela *Delft University of Technology*, apresenta uma *interface* gráfica de alta qualidade. É adequado para simulação de estados estacionários tanto em ciclos de potência como de refrigeração. O programa baseia-se em métodos sequenciais. Assim, as equações lineares de equilíbrio são resolvidas de forma simultânea, enquanto as equações

referentes a componentes são formuladas de forma desconhecida, tendo em conta um *loop* interno para cada *loop* externo das equações de balanço;

EES, apto a solucionar equações gerais para o cálculo de propriedades de um grande número de líquidos e sólidos. Trata-se de um programa bastante simples e, portanto, adequado à aprendizagem. O *EES* pode ser utilizado para simulação dinâmica;

GT Pro, *software* comercial para simulação de centrais de energia, recorre ao método de solução sequencial;

Gate- Cycle, programa comercial para simulação de centrais de energia, por recurso ao método de solução sequencial;

Hysys, simulador comercial para processos dentro da indústria química, tanto dinâmicos como estáticos. Também ele recorre ao método de solução sequencial;

Matlab / Simulink, sistema comercial para a simulação de sistemas dinâmicos, em geral. O *Simulink* tem como principal objectivo o controlo do projecto do sistema, não estando adequado para sistemas de circuito fechado, como a maioria de sistemas de energia. Uma vez que o mesmo tem como base *Matlab*, tem acesso a toda a análise matemática.

Dentro das ferramentas computacionais citadas, os autores alertam para o facto de que muitas delas são o resultado de projectos de pesquisa por parte de alunos e desenvolvidas para propósitos especiais, só posteriormente estendidas para casos gerais, como o *Cycle- Tempo*. Este facto conduz, desde logo, a suposições iniciais, as quais levam à limitação da capacidade de extensão do programa.

Elmegaard e Houbak (2002b) concluem que todos os *software* em destaque apresentam problemas oriundos de pressupostos iniciais, no seu desenvolvimento computacional. Neste sentido, mesmo modelos simples de sistemas de energia podem resultar em problemas, requerendo uma modelagem inovadora por parte do utilizador, consoante as suas necessidades.

Capítulo 3 – Descrição da Central e da Ferramenta Computacional

No presente capítulo descreve-se a central estudada e os métodos utilizados no estudo.

Começa-se por explicar como a central estudada se enquadra na gama de centrais termoeléctricas de biomassa lenhosa existentes no país. Para uma descrição mais fiável e detalhada do ciclo termodinâmico, bem como para uma análise mais aprofundada dos resultados da simulação termodinâmica, a autora desta dissertação estagiou na central durante 3 meses (entre Maio e Julho de 2012). Isto permitiu conhecer mais pormenorizadamente o quotidiano do funcionamento da central, incluindo os principais problemas na sua operação, que estão relacionados com a alimentação da biomassa à caldeira. Para documentar esta experiência da autora, descrevem-se neste capítulo (no sub-capítulo 3.2) alguns processos particulares do funcionamento da central, apesar de estarem para além do que seria estritamente necessário para se acompanhar a análise termodinâmica. O estudo termodinâmico do ciclo inicia-se então no sub-capítulo 3.3. Aí, particularizam-se as diversas equações relacionadas com os balanços energéticos e exergéticos (equações 2.1 a 2.25) dos equipamentos desta Central.

Por fim, no sub-capítulo 3.4, descreve-se a ferramenta computacional, *Cycle-Tempo*, que foi escolhida para modelar o ciclo da Central.

3.1. A Central no Contexto Nacional

As preocupações no âmbito das alterações climáticas, a dependência de combustíveis fósseis e o aumento dos custos da energia constituem os grandes desafios das sociedades actuais. Assim, tentam-se encontrar soluções, recorrendo à utilização das chamadas energias renováveis.

Portugal apresenta-se como um país pobre em recursos energéticos de origem fóssil e, portanto, com reduzida produção de energia primária, a qual está exclusivamente associada às energias renováveis.

Os sucessivos governos do país têm dado importância ao sector das energias renováveis, incentivando a redução da dependência energética e das emissões de *GEE*, o que contribui não só para o *PIB* nacional, como para a geração de emprego (APA, 2010).

Em 2012, o peso das energias renováveis, no que respeita à produção de electricidade nacional, foi já bastante significativo, 38%, com 5% referentes à biomassa. Contudo, 16% da energia eléctrica nacional ainda está a ser importada de Espanha (APREN, 2013).

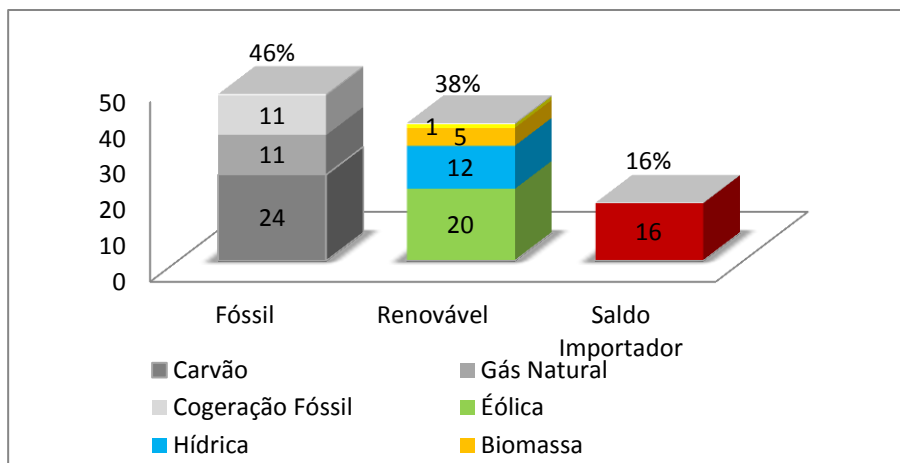


Figura 3.1 Peso das diferentes fontes de produção de electricidade em Portugal, em 2012, adaptado de (APREN, 2013)

Segundo dados fornecidos pela APREN (Associação de Energias Renováveis) em conjunto com o INEGI (Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial), existem vinte centrais a biomassa em funcionamento no território nacional, sendo nove delas de cogeração e as restantes onze termoelectricas (Energias Endógenas de Portugal, 2012).

Dando relevância às centrais termoelectricas, as quais têm por objectivo a geração de energia eléctrica, é de referir que, no seu processo de transformação, cerca de 65% da energia é desperdiçada sob a forma de calor. Assim, só aproximadamente um terço da potência inicial do processo é utilizado como potência eléctrica. Neste tipo de instalações industriais podem destacar-se alguns elementos essenciais da sua constituição, como a caldeira, o condensador, a turbina e o gerador.

No que respeita às caldeiras a biomassa utilizadas em Portugal, a grande maioria recorre à tecnologia de queima em grelha, pois é a que existe há mais tempo e a que tem menores custos associados. No entanto, algumas centrais estão a apostar nas caldeiras de Leito Fluidizado, em especial Leito Fluidizado Borbulhante.

3.2. Descrição da Central

A Central Termoelectrica considerada no presente trabalho pertence ao grupo das 20 centrais a biomassa em funcionamento no território nacional.

Na figura 3.2 podem observar-se os principais equipamentos da Central, bem como as principais fases do seu funcionamento. Como equipamentos presentes em qualquer central termodinâmica destacam-se a caldeira, a turbina, o condensador, os sobreaquecedores, economizadores, bombas de água, alternador (gerador eléctrico), tubagens, a torre de arrefecimento e o sistema de controlo de emissões.

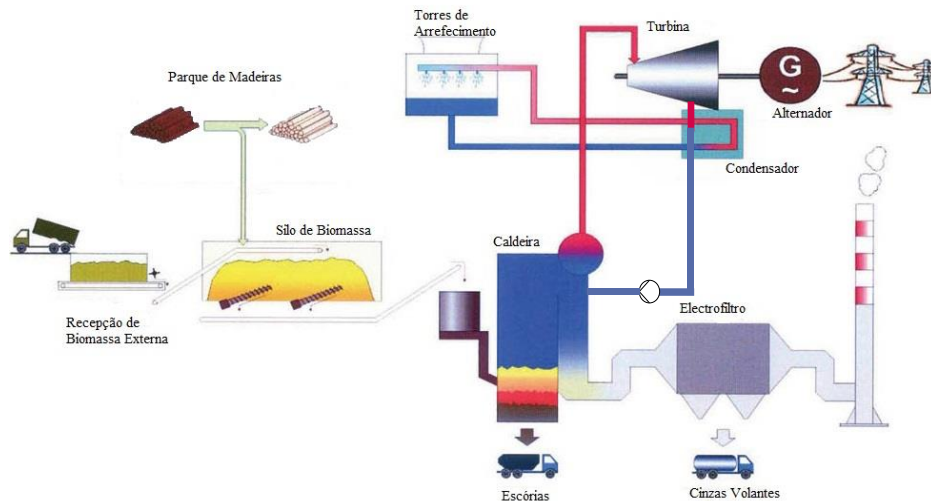


Figura 3. 2 Central termoelétrica a biomassa florestal (adaptado de dados fornecidos pela Central)

3.2.1. Biomassa e Sistemas de Alimentação à Caldeira

O sistema de alimentação foi concebido tendo em conta o tipo de combustível (biomassa de madeira) e suas dimensões. A taxa máxima de alimentação contínua é de $170 \text{ m}^3/\text{h}$. Já a taxa mínima de alimentação é de cerca de $8 \text{ m}^3/\text{h}$.

Na fase inicial, a caldeira foi projectada para receber uma combinação da biomassa própria da central, composta por casca de pinheiro, bagaço de azeitona, rejeitado de madeira e serradura. A biomassa de pinho apresenta um maior poder calorífico e o seu transporte é mais fácil, quando comparado com o transporte de eucalipto. Contudo, a central optou por recorrer apenas à biomassa proveniente da casca de eucalipto.

As dimensões das partículas de combustível sólido são bastante importantes na fase de alimentação. Assim, na tabela 3.1 são apresentadas as suas dimensões máximas à entrada no silo.

Tabela 3.1 Dimensões máximas das partículas de combustível sólido à entrada do silo (dados fornecidos pela Central)

	Casca	Rejeitado de Madeira	Rejeitado de Madeira e resíduos sobredimensionados
Comprimento Máximo (cm)	25	12	6
Área Transversal Máxima (cm^2)	10	5	2,5

O sistema de alimentação acima referido diz respeito ao silo localizado no lado da frente da caldeira, que apresenta a capacidade de, aproximadamente, meia hora de alimentação contínua.

Na parte de cima do silo existe um distribuidor de combustível, o qual é responsável pela distribuição uniforme da biomassa. Na parte inferior do mesmo encontra-se um extractor de parafuso, que descarrega a biomassa no transportador em parafuso que, por sua vez, faz, através da tremonha, a alimentação do combustível às duas condutas localizadas na parte frontal da caldeira. As condutas de alimentação do combustível apresentam ainda um sistema de ar de alimentação que melhora a injeção e distribuição da biomassa na caldeira, proporcionando o arrefecimento das condutas do combustível.

O fluxo de combustível admitido na fornalha é controlado com o ajuste da velocidade dos diferentes transportadores (parafusos).

Numa operação normal, a quantidade de biomassa no silo deve ser mantida no mesmo nível, pois só assim será possível obter uma distribuição uniforme de combustível em toda a área do leito, o que, por sua vez, proporciona condições estáveis, oferecendo a quantidade de vapor necessária e valores de temperatura iguais em toda a área da fornalha. É, ainda, de referir que o controlo de admissão do combustível tem por base a pressão principal do vapor que, por sua vez, é responsável pelo controlo da velocidade dos transportadores.

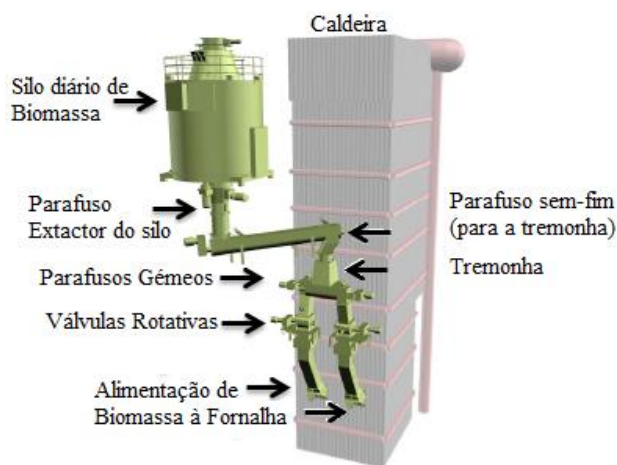


Figura 3. 3 Sistema de alimentação de biomassa e areia (adaptado de dados fornecidos pela Central)

Existe ainda um outro sistema de alimentação à caldeira, o de alimentação de areia.

A areia de make-up é armazenada num silo de 20 m³, equipado com uma unidade de pesagem contínua, a qual indica a quantidade de material no silo. A partir deste até à caldeira, a alimentação da areia é efectuada através de um alimentador de válvula rotativa.

Durante a operação da caldeira, a altura do leito é controlada medindo a diferença de pressão ao longo da zona do leito. Assim, quando a diferença de pressão ultrapassa os limites permissíveis, a areia deve ser retirada ou adicionada ao leito.

O terceiro sistema de alimentação fornece a água à caldeira.

O sistema de alimentação de água tem como finalidade o pré-aquecimento e armazenamento da quantidade de água necessária para a caldeira, procedendo à transferência da mesma aquando do funcionamento da caldeira.

O processo tem início com água desmineralizada e condensado limpo, que entram no tanque de alimentação, e termina quando a água entra no tambor. É de referir que estão incluídos no processo a estação química, a estação de amostras e o tanque de condensado, que está ligado ao pré-aquecimento do ar primário.

O sistema de alimentação de água é composto por:

- Desgaseificador;
- Tanque de água de alimentação e acessórios;
- Bombas de água de alimentação;
- Tubagem com ligação ao economizador da caldeira;
- Dosagem química;
- Estação de amostragem;
- Tanque de condensado e unidade de retorno do condensado para o pré-aquecedor do ar primário.

O nível da água no tanque é controlado através de válvulas de controlo de condensado limpo e de controlo de água desmineralizada. Assim, quando o nível de água sobe acima do nível normal, as válvulas de controlo começam a fechar, sendo então a água presente no tanque bombeada para a caldeira. É através deste sistema que se toma conhecimento dos valores de operação, bem como dos de concepção mecânica, referentes à água de alimentação e ao vapor sobreaquecido, proveniente da mesma, tabela 3.2.

Tabela 3.2 Valores especificados do sistema de água de alimentação (adaptado de dados fornecidos pela Central)

	Valores de operação		Concepção mecânica	
	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]
Tanque de Água de alimentação	0,7	115	6,5	250
Água de alimentação	77	115	130	200
Água da caldeira	73	288	87	299
Vapor saturado	73	288	83	299
Vapor do sobreaquecedor	65	450	83	460

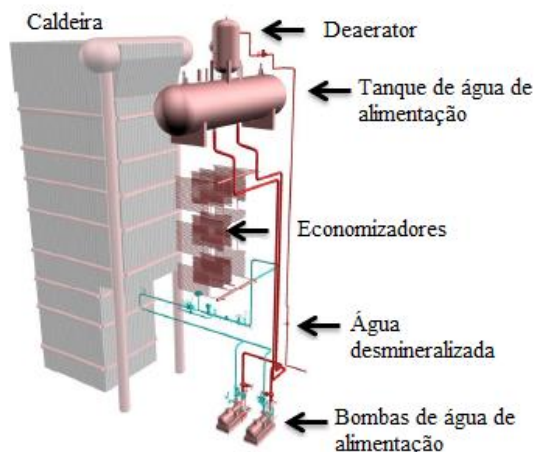


Figura 3. 4 Sistema de água de alimentação (adaptado de dados fornecidos pela Central)

3.2.2. Caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante

Como se sabe, através da revisão efectuada no capítulo 2, a finalidade do sistema de leito fluidizado prende-se com a queima, de forma eficaz, dos diversos tipos de combustíveis à base de madeira.

De uma maneira geral, o LFB caracteriza-se por uma certa instabilidade, conduzindo à formação de bolhas e à existência de duas fases, a fase das bolhas e a fase densa. As bolhas vão descrever um fluxo ascendente, provocando zonas de vazio entre as partículas do leito. Essas mesmas zonas vão favorecer o movimento e a circulação intensa e vigorosa das partículas do leito (Santos, 2009). Como se vai poder constatar mais à frente, as características do leito são, de certa forma, o que realmente caracteriza e distingue este tipo de caldeiras. Assim, podem destacar-se algumas dessas características:

- A presença de material inerte em toda a superfície do queimador favorece a intensa mistura das partículas do leito com as de combustível e com o ar de combustão, assegurando uma homogeneidade importante e garantindo, em toda a secção da fornalha, a mesma temperatura e a quantidade de oxigénio necessária, da qual resulta uma elevada qualidade de combustão;
- A possibilidade da queima de combustíveis sólidos com humidades até 60 % e teores de cinza até 7 %, com baixo PCI, o caso das lenhites ou da biomassa de diferentes origens.

Na descrição do processo na caldeira da central em destaque neste trabalho, o leito é formado por areia, combustível e cinza, sendo fluidizado com ar primário. A areia é areia natural peneirada (dimensão da partícula entre 0,5 e 1,2 mm), que é mantida em suspensão fluidizando ar (primário) e, se o controlo da temperatura do leito o requerer, também parcialmente com gás de recirculação. Por sua vez, o ar de fluidização é trazido para a fornalha

através de um ventilador de alta pressão, através dos injectores de ar de fluidização localizados nas travessas da grelha.

As paredes inferiores da fornalha são protegidas com refractário-LC (aprox. 2,5 m), que proporciona uma zona de temperatura de combustão elevada, para queimar de forma eficaz os combustíveis que apresentem alto teor de humidade, protegendo os tubos contra a erosão.

O ar secundário é introduzido na fornalha acima do leito onde ocorre a combustão final, figura 3.5, e o teor de oxigénio do gás de combustão é controlado. Já a distribuição entre o ar primário e secundário é determinada de acordo com a qualidade do combustível, capacidade da caldeira e temperatura do leito. Esta última vai depender da qualidade e quantidade do combustível no leito, sendo medida em oito diferentes pontos. Normalmente, as temperaturas variam entre os 750 e os 950 °C.

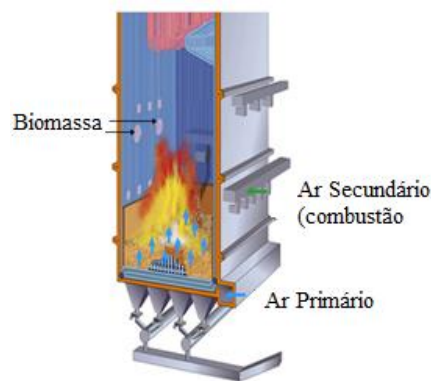


Figura 3.5 Caldeira de Leito Fluidizado Borbulhante
(Imagem fornecida pela Central)

A temperatura de combustão é, como referido, um dos aspectos mais importantes do processo. Assim, existem alguns factores através dos quais se torna possível o controlo da temperatura do leito, por exemplo a distribuição do ar, uma vez que o aumento de ar fluidizado fará com que a temperatura no leito aumente, mantendo-se relativamente estável. No entanto, existem limitações para o aumento do fluxo de ar, uma vez que pode provocar um aumento de oxigénio no sistema e um maior consumo de energia eléctrica. Este controlo da temperatura no leito pode ainda ser feito através do uso de gás de recirculação ou ainda através de um queimador de arranque. Este último, permite o aquecimento do leito no caso do combustível se encontrar muito húmido ou mesmo durante distúrbios na zona de alimentação do combustível sólido.

3.2.2.1. Leito fluidizado Borbulhante e suas Características

Para além das características já mencionadas, acerca do leito fluidizado, existem mais alguns parâmetros que se tornam relevantes no processo.

A queda de pressão (Δp) no leito fluidizado é condicionada pela altura do mesmo, bem como pela presença de material grosso. Assim, a queda de pressão é proporcional à altura estática do leito de areia, a qual pode variar entre os 0,45 m e os 0,6 m. Quando o leito se encontra alto, consome energia eléctrica, enquanto um leito baixo pode causar problemas na fluidização. Por outro lado, uma partícula de menores dimensões fluidiza mais facilmente do que uma de maior dimensão, tal como se pode observar no gráfico da figura 3.6. O comportamento do leito é monitorizado por medições da sua temperatura.

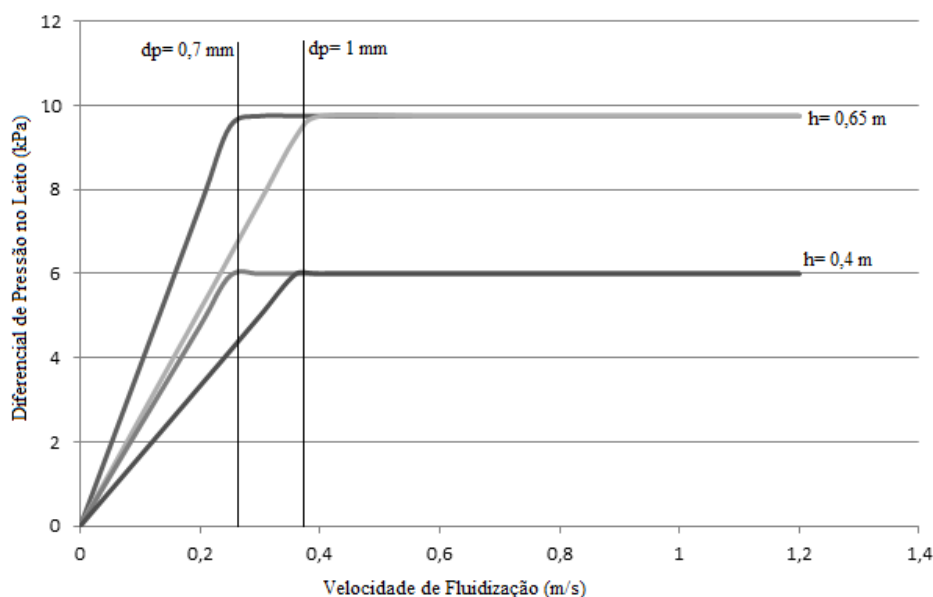


Figura 3.6 Gráfico do diferencial da pressão do leito em função da sua altura e da dimensão das partículas de areia (adaptado de dados fornecidos pela Central)

Tal como se constatou, a velocidade de fluidização mínima é afectada pelo tamanho das partículas, sendo directamente proporcionais, partículas de maior dimensão exigem um aumento da velocidade de fluidização mínima.

A velocidade de fluidização máxima, ou velocidade de escape, equivale à velocidade do gás à qual uma dada partícula começa a adquirir movimento no fluxo de gás.

Apesar da combustão em leito fluidizado apresentar todas estas características, existem alguns requisitos essenciais, como a existência de uma taxa equilibrada na alimentação do combustível, a dimensão das partículas não ultrapassar os valores máximos e a existência de uma remoção adequada de material grosso e respectiva substituição da areia, para que não se acumule material indesejado no leito.

Tal como foi referido anteriormente, a temperatura do leito pode ser controlada de três diferentes formas: através da distribuição de ar, da utilização de ar de recirculação e com o auxílio do queimador de arranque.

No que diz respeito à distribuição de ar é bastante importante encontrar um equilíbrio, isto é, a temperatura de leito óptima, a qual difere de combustível para combustível.

Um aumento de ar fluidizado faz com que a temperatura aumente, diminuindo as diferenças de temperaturas no leito. Por outro lado, uma redução do mesmo ar provoca a diminuição da temperatura do leito, que dá origem ao efeito de gaseificação, para além de aumentar as variações de temperaturas no mesmo.

Para encontrar o equilíbrio desejado têm de se conhecer as limitações no fluxo de ar. Um maior fluxo de ar dá origem a um maior teor de oxigénio (O_2) depois da caldeira, aumentando o consumo de energia eléctrica. Já um fluxo de ar reduzido aumenta o nível de monóxido de carbono (CO) e conduz à perda de combustível, combustível não-queimado.

A utilização de gás de recirculação permite variações na qualidade do combustível. Esta opção é útil para arrefecimento do leito que decorre da mistura e intensifica a gaseificação no mesmo, contudo, também aumenta o consumo de energia eléctrica e a quantidade de gás de combustão.

O recurso à utilização do queimador de arranque pode ser útil quando o combustível se encontra bastante húmido ou existem problemas na sua alimentação.

3.2.2.2. Sistema de Ar de Combustão e suas Características

O sistema de ar de combustão subdivide-se em ar primário (ar de fluidização) e ar secundário. Os dois subsistemas apresentam ventiladores de tiragem forçada, equipamento de medição do fluxo de ar e ejectores de ar, bem como os respectivos sistemas de condutas.

Este sistema tem como finalidade aquecer o ar a uma temperatura adequada antes da sua entrada na fornalha. Tendo em conta os requisitos do processo, pretende ainda fazer a distribuição do ar pelos ejectores (de ar primário e secundário) e pelo queimador de arranque.

O fluxo total de ar de combustão é determinado tendo em conta as taxas de fluxo de combustível sólido e do combustível pesado (queimador de arranque).

De uma forma geral, o fluxo de ar primário é introduzido na fornalha através do respectivo ventilador de alta pressão, que se encontra ao nível do solo. Este ar representa entre 30% a 75% do ar total. O pré-aquecedor tem como objectivo elevar a temperatura do ar de combustão, que se encontra à temperatura ambiente, até aos 55-120 °C, recorrendo a vapor auxiliar de baixa pressão. Como complemento deste pré-aquecedor (serpentina de vapor), tanto o fluxo de ar primário, como o de ar secundário são aquecidos pela energia calorífica proveniente do gás de combustão, tal como se pode observar na figura 3.7.

Após a passagem pelo pré-aquecedor, o ar de fluidização é introduzido na fornalha, através das travessas de distribuição de ar que se encontram na caixa de ventilação, localizada na parte inferior da fornalha.

O ar primário é ainda utilizado na alimentação e purga do combustível.

A quantidade correcta de ar na combustão em leito fluidizado é controlada através do fluxo de ar secundário. O respectivo ventilador é responsável pelo fornecimento de ar aos ejectores e ao queimador de arranque. A introdução deste ar na caldeira é levada a cabo em dez portas, cinco localizadas na parte da frente da caldeiras e as restantes na parede oposta, encontrando-se a cerca de 5m do piso da caldeira.

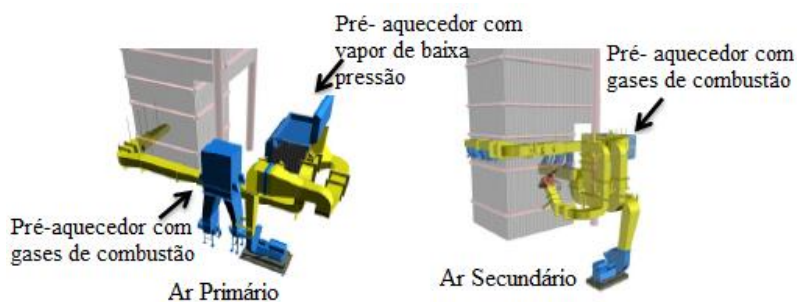


Figura 3.7 Sistema de alimentação de ar (adaptado de dados fornecidos pela Central)

3.2.2.3. Dados de Funcionamento da Caldeira

Tal como foi referido, a central disponibilizou alguns dos seus dados, essenciais para a realização do presente trabalho.

Na tabela abaixo encontram-se dados referentes ao funcionamento da caldeira a biomassa, alguns dos quais são utilizados no *software* de simulação termodinâmica.

Tabela 3.3 Dados de funcionamento da caldeira (adaptado de dados fornecidos pela Central)

Caldeira de Biomassa		
Consumo de biomassa		
Caudal (t/h); (t/ano)	19,8	152.460
Humidade (%)	50	-
PCI Combustível (kJ/kg)	7,144	-
Potência térmica (MW)	39	-
Eficiência Energética (%)	89,50	-
Produção de vapor		
Caudal (t/h); (t/ano)	45	346.500
Pressão (bar)	65	-
Temperatura (°C)	450	-
Potência eléctrica consumida		
Funcionamento normal (MW)	0,705	-
Funcionamento descontínuo (MW)	0,145	-
Total (MW)	0.850	-
Cinzas e Escórias		
Caudal de Cinzas Volantes (t/ano)	-	3.390
Caudal de escórias (t/ano)	-	3.415

3.2.3. Sistemas de Manuseamento de Cinzas e Escórias

O presente sistema tem como finalidade a remoção de cinzas provenientes da queima, figura 3.8. Para além disso, compreende ainda o seu transporte até contentores apropriados. A partir daí as cinzas são descarregadas em camiões e cedidas a empresas externas.

Nesta medida existe o sistema de manuseamento de cinza de fundo, ou material grosso, o sistema de remoção de cinza da caldeira, no qual a mesma é retirada através da segunda e terceira passagem e transportada para o contentor e o sistema de manuseamento de cinza volante.

No primeiro sistema a remoção do material grosso é efectuada através de portas deslizantes pneumáticas que proporcionam a passagem da cinza para o transportador, o qual é arrefecido a água, e, de seguida, para um dos dois contentores.

As portas deslizantes pneumáticas apresentam dois interruptores de fim-de-curso, que monitorizam a posição da grelha (aberta ou fechada). Para além disso, têm também uma válvula magnética e uma bobine para abertura e fecho das próprias portas deslizantes.

De seguida, o transportador de corrente de arrasto, equipado com um detector de limite de velocidade, é responsável pelo transporte das cinzas até a um dos contentores. O detector de velocidade, montado no veio responsável pela monitorização das velocidades de rotação, emite um sinal de alarme, que acciona a paragem do transportador de corrente e da linha de alimentação precedentes, no caso de o veio parar ou da sua velocidade ser inferior à de limite ajustado.

Os contentores de cinza estão equipados com parafusos, responsáveis pela distribuição do material grosso, equipados com detectores de velocidade, caso exista a necessidade de paragem.

De uma forma geral, o sistema de remoção de material grosso tem o seu início com a abertura da válvula de água de arrefecimento. De seguida, o transportador de arraste arranca a uma velocidade pré-regulada, a primeira porta deslizante começa a abrir e, ao atingir o seu limite de abertura, a válvula de alimentação de ar abre durante cerca de dois segundos. Com o fecho da válvula, a porta deslizante também fecha, dando início ao tempo de pausa e à abertura sucessiva das restantes portas deslizantes. Após o fecho da última porta, o tempo de pausa termina e tanto o transportador de arraste como a válvula de água de arrefecimento fecham. O ciclo de remoção de material grosso termina e o intervalo entre ciclos pode variar entre os 30 minutos e as oito horas, consoante a necessidade.

O ciclo de remoção de cinza fina é efectuada por transportadores pneumáticos, após a passagem da mesma pelo precipitador electrostático. Os transportadores pneumáticos apresentam tubagem própria de transporte, na qual passa a cinza.

O silo de cinza fina contém uma unidade de medição contínua de nível e um ventilador de cinza com filtro equipado com unidade de limpeza automática, a ar comprimido. O arranque do

ventilador ocorre antes dos transportadores pneumáticos enviarem a cinza e antes da sua descarga no silo.

O funil responsável pela descarga da cinza é fluidizado com ar pressurizado, operação que ocorre periodicamente para evitar a passagem da cinza volante para o silo.

É ainda de referir que o silo apresenta um sistema de descarga de cinza seca, com uma porta deslizante manual, um alimentador rotativo e respectivo sistema de secagem do equipamento de carga.

Tal como se pode constatar pela descrição dos processos, normalmente, os sistemas de remoção de cinza funcionam com tempos de pausa, pois só assim a sequência poderá começar de novo, no caso da ocorrência de algum problema ou atraso no processo.

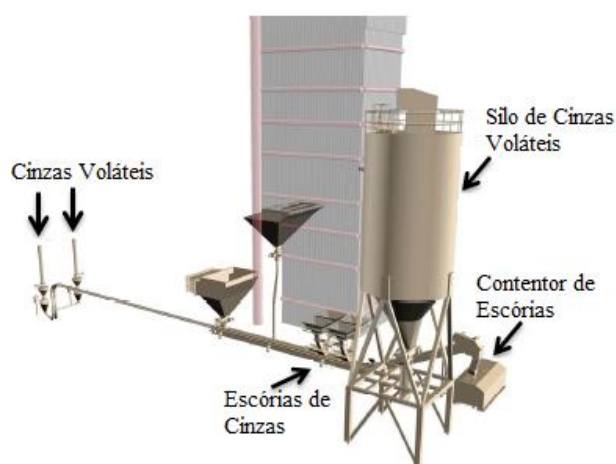


Figura 3.8 Sistema de manuseamento de cinzas e escórias
(adaptado de dados fornecidos pela Central)

3.2.4. Discussão Preliminar sobre Eventual Alteração da Técnica de Conversão

Após a descrição da técnica de leito fluidizado borbulhante em funcionamento na Central, bem como das suas principais características e sistemas auxiliares, torna-se interessante a avaliação de vantagens e desvantagens existentes no caso da aplicação de diferentes técnicas de conversão.

A Central apresenta grande produção de cinzas, cerca de 3000 t/ ano, como se pode observar na tabela 3.3. As mesmas têm de ser recolhidas por empresas externas, para posterior utilização, devido às suas propriedades de resistência à erosão. Este facto constitui um processo desvantajoso, na medida em que a Central tem de contratar essas mesmas empresas e dessa forma despende dinheiro.

A possibilidade de uma menor produção de cinzas seria bastante vantajosa. Nesta medida poder-se-ia considerar a utilização de leito fluidizado circulante.

Esta técnica, tal como foi descrito no capítulo 2, apresenta um maior tempo de residência das partículas e, portanto, a existência de uma maior conversão de carbono, em simultâneo com

uma redução das emissões de No_x e de outros particulados. Outra das vantagens na sua utilização tem a ver com a uniformidade da temperatura de combustão.

À luz da revisão efectuada no capítulo dois, não existem impedimentos para a utilização do leito fluidizado circulante, até mesmo no que diz respeito à potência térmica mínima de 30 MW_t para a sua aplicação. No entanto, e tendo em conta os estudos citados, a sua implementação acarretaria problemas face à biomassa utilizada. Isto é, uma vez que o LFC apresenta maiores velocidades de fluidização, a separação dos sólidos requer o dobro da atenção a fim de evitar a aglomeração dos mesmos na fornalha.

Claro está que se trata de uma mera revisão bibliográfica, não contabilizando sequer as implicações da técnica a nível monetário. Contudo, os dados recolhidos demonstram que, apesar de a técnica apresentar maior performance, talvez ainda não esteja ajustada às condições de operação com biomassa florestal, e daí a mesma constituir apenas o quinto combustível, a nível mundial, na utilização de LFC.

Uma outra técnica de conversão da biomassa, *a priori*, bastante atraente, é a gaseificação.

A gaseificação apresenta vantagens na conversão da biomassa do seu estado original em *producer gas*, com uma utilização e manuseamento bastante mais versátil. No entanto, trata-se de uma técnica ainda em fase de estudo e desenvolvimento, pelo que a sua aplicabilidade a nível industrial ainda é posta em causa. Segundo a revisão efectuada no subcapítulo referente à gaseificação, capítulo dois, ainda é necessário percorrer um grande caminho antes da técnica se tornar confiável, nomeadamente no que respeita ao comportamento das cinzas, bem como à dependência do processo face às características da biomassa.

Através da revisão efectuada no capítulo 2 pode concluir-se que, actualmente, o leito fluidizado borbulhante constitui a técnica de conversão de biomassa mais segura e eficiente.

3.3. Ciclo Termodinâmico

3.3.1. Introdução

A Central em estudo rege-se por um *ciclo de Rankine* real, com regeneração, o qual se pode observar na figura 3.9, de uma forma simples, com todos os equipamentos mais importantes e com uma nomenclatura bem conhecida das disciplinas de Termodinâmica.

Aquando o início de funcionamento da Central, o fornecedor da turbina facultou esquemas do circuito termodinâmico da mesma. Os mesmos foram desenvolvidos num *software* de simulação termodinâmica, ao qual a Central não tem acesso.

segundo sistemas fechados, aos quais se fará um balanço de energia. Este balanço tem como base as equações fornecidas no capítulo dois, secção 2.1.1.

As análises que se seguem têm por base o ciclo termodinâmico apresentado na figura 3.9, bem como a sua nomenclatura.

3.3.2. Simplificações

A Segunda Lei da Termodinâmica, bem como os princípios de conservação de massa e energia e os dados termodinâmicos relativos à Central, são aplicados aos equipamentos do ciclo de vapor, de forma individual.

As variações de energia cinética e potencial não são tidas em conta, tal como se desprezam as perdas inevitáveis por transferência de calor para a vizinhança.

Assim, considera-se que cada componente opera em regime estacionário.

A ferramenta computacional será responsável pela análise real do processo.

3.3.3. Análise Energética do Ciclo Termodinâmico

3.3.3.1. Caldeira

Tendo como base a equação 2.2, a transferência de calor na caldeira é dada por:

$$\dot{Q}_{cald.} = \dot{m}_a (h_1 - h_{11}) \quad (3.1)$$

Sendo:

\dot{m}_a - Caudal mássico de vapor que passa pela caldeira;

h_1, h_{11} - Entalpias específicas nas respectivas tubagens.

3.3.3.2. Turbina

Através do da equação 2.4., o trabalho da turbina vem dado por:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_b h_2 - \dot{m}_c h_5 - \dot{m}_e h_4 - \dot{m}_f h_3 \quad (3.2)$$

Sendo:

\dot{m}_b - Caudal mássico de entrada na turbina;

$\dot{m}_c, \dot{m}_e, \dot{m}_f$ - Caudais mássicos de saída da turbina;

h_2 - Entalpia específica de entrada na turbina;

h_3, h_4, h_5 - Entalpias específicas de saída.

Para o cálculo do rendimento isentrópico da turbina, descrito de forma geral na equação 2.5, é necessária a determinação do trabalho ideal produzido. Desta forma, recorrendo a tabelas de vapor retiram-se os valores de entropia e entalpia necessários às diferentes pressões de saída da turbina, tal como pode observar-se nas equações 3.3 e 3.4, para o ponto 4, ao qual corresponde a pressão intitulada de 4.

$$x_{4s} = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} \quad (3.3)$$

$$h_{4s} = h_f + x_{4s} \cdot h_{fg} \quad (3.4)$$

Sendo:

x_{4s} - Título de vapor na saída 4 da turbina;

s_4, s_f, s_{fg} - Entropia específica no ponto 4, entropia específica do líquido saturado à pressão 4, entropia específica na mudança de fase à pressão 4;

h_{4s}, h_f, h_{fg} - Entalpia específica à pressão 4, entalpia do líquido saturado à pressão 4, entalpia na mudança de fase à pressão 4.

Utilizando o mesmo procedimento para as restantes duas saídas da turbina, o trabalho ideal realizado pela mesma é dado por:

$$\dot{W}_{t, Ideal} = \dot{m}_b h_2 - \dot{m}_c h_{5s} - \dot{m}_e h_{4s} - \dot{m}_f h_{3s} \quad (3.5)$$

Com o trabalho ideal da turbina é possível calcular o seu rendimento isentrópico:

$$\eta_{t, inset.} = \frac{\dot{m}_b h_2 - \dot{m}_c h_{5s} - \dot{m}_e h_{4s} - \dot{m}_f h_{3s}}{\dot{m}_b h_2 - \dot{m}_c h_{5s} - \dot{m}_e h_{4s} - \dot{m}_f h_{3s}} \quad (3.6)$$

3.3.3.3. Condensador

O balanço energético feito ao condensador tem em conta a equação 2.6. Logo,

$$\dot{Q}_{cond.} = \dot{m}_c h_5 - \dot{m}_d h_6 \quad (3.7)$$

3.3.3.4. Bombas

O balanço energético da bomba a jusante do condensador, descrito pela equação 2.7, é dado por:

$$(h_7 - h_6) = v_d (p_7 - p_6) \quad (3.8)$$

Sendo:

h_6, h_7 - Entalpia específica de entrada e saída da bomba, respectivamente;

v_d - Volume específico na conduta;

p_6, p_7 - Pressão de entrada e saída da bomba.

Já para a bomba a montante da caldeira, o se balanço energético é dado por:

$$(h_{11} - h_{10}) = v_a (p_{11} - p_{10}) \quad (3.9)$$

Para o cálculo do rendimento isentrópico das bombas recorre-se à equação 2.8. Desta forma, o rendimento isentrópico da primeira bomba presente no ciclo é dado pela equação 3.10. O cálculo do rendimento isentrópico da segunda bomba processa-se da mesma forma, mas com os dados correspondentes à mesma.

$$\eta_{b, isent.} = \frac{v_d (p_7 - p_6)}{(h_7 - h_6)} \quad (3.10)$$

3.3.3.5. Permutadores de Calor

O balanço energético feito ao permutador a jusante da primeira bomba é dado por:

$$\dot{m}_d (h_8 - h_7) = \dot{m}_g (h_{12} - h_{14}) \quad (3.11)$$

Sendo:

\dot{m}_d, \dot{m}_g - Caudais mássicos do lado primário e secundário, respectivamente.

Por sua vez, o balanço ao economizador/ pré-aquecedor de água a montante do desgaseificador, é dado por:

$$\dot{m}_d (h_9 - h_8) = \dot{m}_e (h_4 - h_{13}) \quad (3.12)$$

3.3.3.6. Desgaseificador

O balanço energético do desgaseificador (que inclui o tanque de água de alimentação) é dado pela expressão:

$$\dot{m}_a h_{10} = \dot{m}_d h_9 + \dot{m}_f h_{16} \quad (3.13)$$

É ainda de referir que não se entrou em conta com o caudal de água proveniente do circuito secundário arrefecido a ar, uma vez que o seu valor é bastante pequeno, na ordem dos 0.065 kg/s.

3.3.3.7. Equações de Massa do Ciclo

Para além dos balanços aos equipamentos presentes no ciclo, é ainda importante definir as equações de massa. Assim:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b + \dot{m}_g \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_d + \dot{m}_f \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_d = \dot{m}_c + \dot{m}_h \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_h = \dot{m}_e + \dot{m}_g \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_b = \dot{m}_c + \dot{m}_e + \dot{m}_f \quad (3.18)$$

3.3.3.8. Eficiência Energética do Ciclo

Através das equações 2.9 e 2.10, o rendimento térmico e o rendimento térmico efectivo do ciclo são dados por, respectivamente:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{Q}_{cald.}} \quad (3.19)$$

$$\eta_{net,ciclo} = \left(\frac{\dot{W}_t - \sum \dot{W}_b}{\dot{Q}_{cald.}} \right) \quad (3.20)$$

3.3.4. Análise Exergética do Ciclo Termodinâmico

A análise exergética aos vários equipamentos do ciclo é feita segundo os princípios e equações descritos no sub-capítulo 2.1.2. Para além disso, a nomenclatura utilizada vai ao encontro da figura 3.9, tal como aconteceu com a análise energética.

Desta forma, toma-se como principal referência a equação da análise exergética efectuada a um dado volume de controlo, equação 2.12.

3.3.4.1. Caldeira

Segundo a equação 2.13, a análise exergética efectuada à caldeira é dada por:

$$\dot{m}_a q \left(1 - \frac{T_o}{T_{cc}} \right) = \dot{m}_a (a_1 - a_{11}) + \dot{I}_{cald.} \quad (3.21)$$

Por sua vez, segundo a equação 2.14, o rendimento exergético da caldeira, é dado por:

$$\eta_{Exer.cald.} = \frac{\dot{m}_a (a_1 - a_{11})}{\dot{m}_a (1 - T_o/T_{cc})} \quad (3.22)$$

3.3.4.2. Turbina

Tendo em conta a equação 2.15, o balanço exergético efectuado à turbina da Central é dado por:

$$\dot{m}_b a_2 - \dot{m}_c a_5 - \dot{m}_e a_4 - \dot{m}_f a_3 = \dot{W}_t + \dot{I}_t \quad (3.23)$$

Segundo a equação 2.16, o rendimento exergético do equipamento é dado por:

$$\eta_{Exer.t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_b a_2 - \dot{m}_c a_5 - \dot{m}_e a_4 - \dot{m}_f a_3} \quad (3.24)$$

3.3.4.3. Condensador

O balanço exergético ao condensador é dado segundo a equação 2.17:

$$-q \left(1 - \frac{T_0}{T_{cc}} \right) = \dot{m}_c a_5 - \dot{m}_d a_6 + \dot{I}_{cond.} \quad (3.25)$$

O primeiro termo da equação é igualado a zero uma vez que a saída de calor ocorra já à temperatura ambiente.

3.3.4.4. Bombas

O balanço exergético das bombas é dado em função da equação 2.18. Assim o balanço exergético efectuado à bomba a jusante do condensador é dado por:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_d (a_7 - a_6) + \dot{I}_b \quad (3.26)$$

O mesmo correspondente à bomba a montante da caldeira é dado por:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_a (a_{11} - a_{10}) + \dot{I}_b \quad (3.27)$$

Por fim, o rendimento exergético associado às bombas vai ao encontro da equação 2.19. A equação 3.28 descreve o rendimento exergético para a bomba a jusante do condensador. O rendimento exergético para a segunda bomba é efectuado de forma semelhante.

$$\eta_{Exer.b} = \frac{\dot{m}_d (a_7 - a_6)}{\dot{W}_b} \quad (3.28)$$

3.3.4.5. Permutadores de Calor

Os permutadores de calor são considerados como sistemas adiabáticos e encontram-se em regime estacionário. Assim, o balanço exergético efectuado ao pré-aquecedor a jusante da primeira bomba é dado por:

$$\dot{m}_g (a_{12} - a_{14}) = \dot{m}_d (h_8 - h_7) + \dot{I}_{perm.} \quad (3.29)$$

Por seu lado, o balanço exergético ao economizador a montante do desgaseificador é dado por:

$$\dot{m}_e(a_4 - a_{13}) = \dot{m}_d(a_9 - a_8) + \dot{I}_{perm.} \quad (3.30)$$

Referir apenas que ambas as equações provêm da equação 2.20.

O rendimento exergético associado aos permutadores de calor é dado pela equação 2.21. Assim, o rendimento exergético do primeiro pré-aquecedor é dado por:

$$\eta_{Exer.perm.} = \frac{\dot{m}_d(a_8 - a_7)}{\dot{m}_g(a_{12} - a_{14})} \quad (3.31)$$

O rendimento exergético associado ao segundo pré-aquecedor do ciclo é dado de forma similar.

3.3.4.6. Desgaseificador

O balanço exergético efectuado ao extractor de gases em conjunto com o tanque de água de alimentação é dado em função da equação 2.22.

$$\dot{m}_d a_9 + \dot{m}_f a_{16} = a_{10}(\dot{m}_d + \dot{m}_f) + \dot{I}_{desg.} \quad (3.32)$$

O seu rendimento exergético tem em conta a equação 2.23:

$$\eta_{Exer.desg.} = \frac{a_{10}(\dot{m}_d + \dot{m}_f)}{\dot{m}_d a_9 + \dot{m}_f a_{16}} \quad (3.33)$$

3.3.4.7. Eficiência Exergética do Ciclo

A eficiência exergética do ciclo vai ao encontro da equação 2.25. Assim,

$$\eta_{Exer.ciclo} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{Q}_{cald.} (1 - T_0/T_{cc})} \quad (3.34)$$

3.3.5. Combustão

O balanço estequiométrico da combustão é estabelecido tendo em conta o excesso de ar presente na reacção, o tipo de combustível e o teor de humidade presente no mesmo. As cinzas, como material inorgânico, serão apresentadas nos reagentes e produtos da reacção.

3.3.5.1. Combustível

Inicialmente, a caldeira foi projectada para admitir uma mistura de biomassa florestal proveniente da casca de Pinho e Eucalipto, essencialmente, sendo que a percentagem de Eucalipto não ultrapassaria os 65% da composição da mistura de combustíveis. Contudo, actualmente, recorre, exclusivamente, a biomassa proveniente da casca de eucalipto. Nesta medida, procede-se à análise da combustão considerando a composição química do Eucalipto.

A composição química do *Eucalyptus Globulus*, em fracção mássica e na base seca é apresentada na tabela abaixo.

Tabela 3.4 Composição química do *Eucalyptus Globulus*, em fracção mássica, adaptado de (Telmo, et al., 2010)

Composição química do <i>Eucalyptus Globulus</i> (%Fracção mássica)	
C	46,20%
H	5,80%
O	47,20%
N	0,20%
S	0,02%
Cinzas	0,58%

De referir que não se entrou em conta com a percentagem de enxofre (S), uma vez que a mesma é bastante reduzida e não irá interferir com o resultado da análise exergetica efectuada ao combustível, pelo que o seu valor foi adicionado à percentagem de cinzas.

Foram escolhidos os valores descritos por Telmo, *et al.* (2010), uma vez que os mesmos foram determinados para eucaliptos, *Eucalyptus Globulus*, presentes na floresta portuguesa.

Outro dos factores importantes diz respeito ao valor do poder calorífico inferior associado aos combustíveis. A biomassa proveniente do *Eucalyptus Globulus*, em base seca, apresenta um PCI de 16790 kJ/kg e um PCS, poder calorífico superior, de 18000 kJ/kg (Groot, *et al.*, 2007). Contudo, no estudo anteriormente citado, Telmo, *et al.* (2010), referem que a espécie *Eucalyptus Globulus* presente no território nacional apresenta um valor de poder calorífico inferior de 16700 kJ/kg (Telmo, *et al.*, 2010).

Segundo o fornecedor da caldeira, para manter uma combustão estável no leito sem que seja necessária a introdução de combustível de apoio, o PCI associado ao combustível sólido deve ser mantido acima dos 5000 kJ/kg.

3.3.5.2. Comburente

Tal como foi referido anteriormente, o comburente utilizado em processos industriais de combustão é o ar, o qual é definido à pressão de 1, 01325 bar e a 25 °C. A sua composição

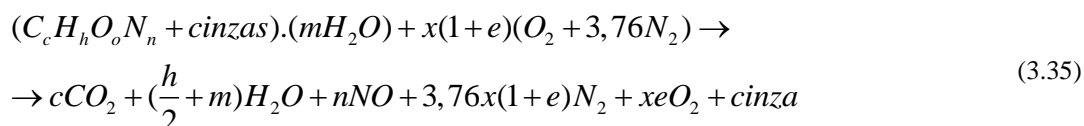
química vai ao encontro das percentagens definidas no ambiente de Baehr, utilizado na ferramenta computacional.

Tabela 3.5 Percentagens molares dos constituintes do ar, segundo o Ambiente de Baehr (dados fornecidos pela ferramenta computacional)

Composição química do Ar, segundo o Ambiente de Baehr (% molar)	
Ar	0,90%
CO ₂	0,03%
H ₂ O	3,12%
N ₂	75,65%
O ₂	20,30%

3.3.5.3. Balanço Estequiométrico da Combustão

Com os pressupostos referidos anteriormente o balanço estequiométrico é dado por:



Sendo:

$$x = c + \frac{h}{4} + \frac{n-o}{2}$$

c, h, o, n- Coeficientes estequiométricos associados aos diferentes elementos que constituem a biomassa [kmol/kmol_{biomassa}];

m- Teor de humidade.

Para o cálculo dos coeficientes estequiométricos da reacção é necessária a conversão das percentagens dos diferentes elementos presentes no combustível para fracção molar e, posteriormente, a sua conversão para percentagem molar presente em cada mol de biomassa.

Nesta medida:

$$X_{elem.} = \frac{y_{elem.}}{M_{elem.}} \tag{3.36}$$

Sendo:

X- Fracção molar;

y- Fracção mássica;

M- Massa molar.

Após esta conversão, os coeficientes estequiométricos presentes num mol de biomassa (incluindo cinza) podem ser calculados através da relação apresentada na equação 3.37, tendo como exemplo o coeficiente estequiométrico correspondente à percentagem de carbono presente nos reagentes, c .

$$c = \frac{X_c}{\sum X_{elem.}} \quad (3.37)$$

Por fim, para o cálculo do coeficiente estequiométrico m , associado ao teor de humidade presente na biomassa, é necessário conhecer a massa molar da biomassa com cinza, a qual pode ser definida por:

$$M_{biomassa} = c.M_C + h.M_H + o.M_O + n.M_N + cinzas.M_{cinzas} \quad (3.38)$$

É assumido que a cinza apresenta uma massa molar de 80g/mol.

A percentagem de água presente no combustível é dada pela equação 3.39:

$$\frac{m_{água}}{m_{biomassa} + m_{água}} = \text{humidade} \quad (3.39)$$

Segundo requisitos fornecidos pelo fornecedor da caldeira em funcionamento na central o teor de humidade presente no combustível pode variar entre os 35 e os 50%.

3.3.6. Exergia Química do Combustível

Após o balanço estequiométrico efectuado ao processo de combustão torna-se possível o cálculo da exergia química associada ao combustível.

Tal como se referiu no sub-capítulo 2.1.4, o cálculo da exergia química associada a combustíveis sólidos é bastante complexo e encontra-se em estudo há vários anos.

Contudo, e para que se possa ter uma noção do seu valor, recorre-se à equação 2.27. A mesma é utilizada em detrimento da equação 2.26, uma vez que a relação entre o teor de oxigénio e de carbono ultrapassa os 0,666, expressos na fórmula.

Assim:

$$a_{EucalyptusG.}^{ch}(T_0, p_0) = \left(\frac{(1,0438 + 0,0013 \frac{h}{c} - 0,4453 \frac{o}{c} \cdot (1 + 0,0051 \cdot \frac{h}{c}) + 0,0521 \frac{n}{c})}{1 - 0,5385 \cdot \frac{o}{c}} \right) \times PCI_{Eucalyptus} \quad (3.40)$$

3.5. Descrição da Ferramenta Computacional: *Cycle- Tempo*

Para se efectuar a modelação do circuito termoeléctrico da central teve de se proceder à escolha de um programa de modelação termodinâmica. O Programa escolhido tem como nome *Cycle-Tempo*, o qual foi desenvolvido pela *Energy Section, Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering*, na Universidade Técnica de Delft, Holanda.

A escolha recaiu sobre este *software* de simulação, uma vez que já se tinha estabelecido um primeiro contacto com o mesmo na unidade curricular de Termodinâmica Aplicada.

O *Cycle-Tempo* é um programa de modelação termodinâmica e optimização de sistemas de produção de electricidade, calor e refrigeração. Estes sistemas compreendem, geralmente, vários tipos de ciclos interligados, cada um dos quais apresenta diferentes equipamentos, ligados por condutas, formando uma rede complexa onde flui massa e energia. O programa tem como objectivo fundamental o cálculo da quantidade de fluxo de massa e de energia no sistema.

Uma vez que existem variadíssimos tipos de equipamentos e tubagens, cabe ao utilizador do programa a escolha e a configuração dos mesmos, consoante o sistema que pretende modelar. Esta flexibilidade, quase ilimitada, do programa aparenta ser uma das suas grandes vantagens quando comparada com outros programas do género, os quais não permitem variar a configuração do sistema ou apenas consentem a variação de uma extensão limitada.

O *Cycle-Tempo* apresenta uma interface gráfica, a qual permite gráfica e interactivamente a construção de sistemas através do monitor, seleccionando os equipamentos e símbolos de ligação desejados. É a partir desta configuração que se torna possível a introdução de valores das condições de operação, em caixas de diálogo. Após a configuração de todo o sistema e através de um único botão, o programa processa automaticamente os resultados dos cálculos. Contudo, se existirem erros o *Cycle-Tempo* alerta para esse facto e o utilizador terá de proceder às devidas correcções, correcções essas que muitas vezes reflectem certas incongruências do *software*. No caso de a execução ser bem-sucedida, o programa gera um conjunto de dados relativos ao sistema, os quais permitem uma análise detalhada do sistema modelado.

Os resultados gerados podem ser apresentados sob a forma de tabela ou escritos em pontos seleccionados sobre o esquema do sistema. Para além disso, podem ser produzidos diagramas do processo ou partes específicas do mesmo, como por exemplo, diagramas de *Mollier* (h- s) e (T- s) ou mesmo simples gráficos de temperatura ou qualidade da energia térmica.

O programa não só gera valores relativos à energia do sistema, como também trabalha com valores de exergia, contudo perante parâmetros bastante limitados. Para o cálculo de exergias no sistema é necessária a introdução de dados relativos ao meio ambiente, num campo do programa designado por *Environment definition* (Cycle- Tempo, 2005).

O programa encontra-se apto ao cálculo da exergia química associada aos combustíveis, embora a mesma só seja calculada perante determinados parâmetros. Por exemplo, na utilização

do programa para obtenção de um ciclo a vapor, esse valor de exergia química não é calculado, uma vez que é utilizada uma caldeira normal. Este caso revela algumas das instabilidades numéricas geradas pelo programa, uma vez que o valor de exergia química é obrigatório para o cálculo da eficiência exergética total gerada pelo ciclo a vapor.

Ainda no que toca ao cálculo da exergia associada ao combustível, o programa não permite contabilizar diferentes teores de humidade presentes em combustíveis sólidos, efectuado o cálculo apenas para combustível seco.

Outro dos parâmetros de funcionamento que pode ser introduzido no *software* é a quantidade de produto a ser gerado. Este comando, de controlo de saída, possibilita também a definição de valores de saída intermédia. A optimização dos diferentes equipamentos pode ser feita no comando de optimização de parâmetros. Para tal, tem de existir, antes de mais, um conjunto válido de optimização do sistema, pois só assim o cálculo será processado. Podem ser optimizados, no máximo, 10 parâmetros em simultâneo.

Os manuais do programa apresentam exemplos bastante simples e limitações do ponto de vista de interface que se manifestam em fraquezas do código do mesmo.

A modelação do ciclo termodinâmico, da Central, no *Cycle-Tempo* é apresentada no capítulo 4 e considerada como um resultado do presente trabalho, uma vez que foi necessário proceder à simplificação do ciclo descrito pela central.

Capítulo 4 – Resultados Termodinâmicos

4.1. Modelação Computacional do Ciclo

4.1.1. Limitações Identificadas no *Software Cycle-Tempo*

A ferramenta computacional relatada no capítulo 3 foi utilizada na realização da simulação do ciclo termodinâmico da Central em estudo, tendo em conta os seus parâmetros de projecto e condições operacionais. Trata-se de uma análise estritamente termodinâmica, pelo que considerações de não linearidades associadas a equipamentos ou condutas são deixadas de parte.

A modelação do ciclo termodinâmico efectuada através do *Cycle-Tempo* é considerada um resultado deste trabalho, uma vez que foi necessária a simplificação do ciclo descrito pela Central. Este facto é esclarecido nos parágrafos que se seguem.

Numa primeira fase da construção do ciclo na ferramenta computacional, tentou seguir-se o ciclo na sua totalidade, figura 4.1.

O ciclo implementado no *Cycle-Tempo* gerava erros constantes e a sua depuração revelou-se grande consumidora de tempo. A ferramenta computacional reportou erros que não coincidiam com os reais. Para além disso, formou-se a opinião de que o manual não é suficientemente pormenorizado para permitir a compreensão e resolução de erros.

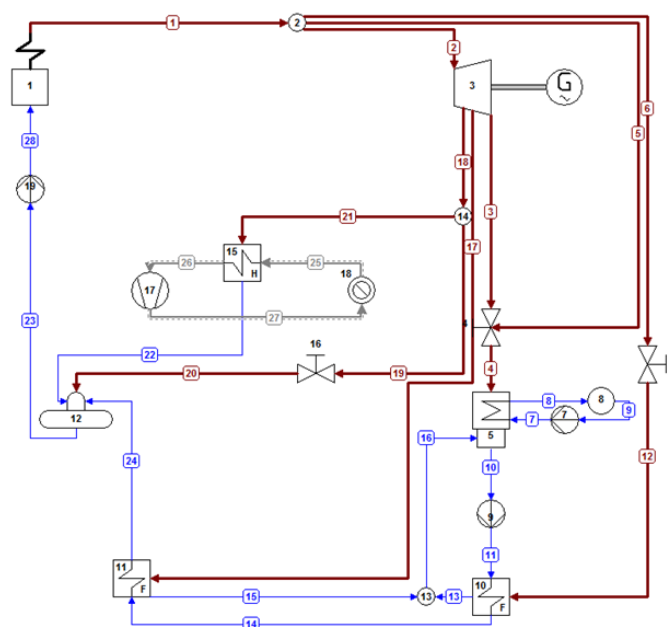


Figura 4.1 Primeira modelação do ciclo termodinâmico da Central no *Cycle-Tempo*

Entre as dificuldades encontradas, pode destacar-se o facto de o *software* não demonstrar facilidade para lidar com grandes perdas de carga nas condutas. A título de exemplo, e tendo em conta a nomenclatura da figura 4.1, a percentagem de vapor sobreaquecido que segue directamente para o permutador de calor (equipamento 10), passa por um ejectador (equipamento 6), através do qual se pretende baixar a sua pressão. No entanto, tal não se revelou possível, tendo a ferramenta descrito erros relacionados com o facto de o equipamento só apresentar uma entrada e saída de vapor, o que iria condicionar a sua matriz de resolução matemática, tornando-a singular. O mesmo aconteceu com a válvula (equipamento 16), pelo que se tornou necessária a sua eliminação. No entanto, através da descrição deste tipo de equipamentos, no manual, parecia possível esta aplicação.

A eliminação da conduta de vapor citada anteriormente não apresenta grandes condicionamentos para o ciclo, uma vez que o caudal presente na mesma era bastante reduzido, na ordem dos 0,08 kg/s. Já no que respeita à eliminação da válvula (equipamento 16), foi estipulada uma perda de carga na conduta de vapor proveniente da turbina, para que não se ressinta a eliminação do equipamento.

Outro dos problemas em destaque teve a ver com o funcionamento do permutador de calor (equipamento 10): apesar de as condições de temperaturas de entrada e saída do mesmo terem sido impostas, a ferramenta reportou erros no seu funcionamento, explicitando resultados errados nas variações de temperatura do fluxo quente e frio, ou seja, apesar dos valores correctos serem estabelecidos *a priori*, devido a imposições iniciais no programa, o mesmo não está apto à utilização dos valores introduzidos pelo usuário.

No que respeita aos condensados provenientes dos permutadores de calor, seria vantajosa a sua introdução no condensador. Esta introdução é típica em ciclos regenerativos para aumento do seu rendimento. Segundo as características associadas ao condensador e referidas no manual do *software*, a mesma aplicação seria possível a uma pressão mais baixa do que a de entrada do vapor proveniente da turbina, tal como seria de esperar. No entanto, ao efectuar esta tentativa, a ferramenta reporta erros relacionados com a formação da matriz de resolução matemática associada ao equipamento.

A utilização do permutador de calor (equipamento 15) onde circula ar, proveniente de um circuito independente, também se revelou bastante complexa, o programa reportou erros relacionados, uma vez mais com diferenças de temperatura presentes no mesmo, as quais não iam ao encontro das reais.

O recurso a equipamentos intitulados de nós, que têm como função a mistura (*mixer*) ou a separação (*splitter*) de caudais, também não foi simples. A aplicação dos mesmos exige especial atenção, principalmente quando se trata de um misturador. Este facto pode conduzir a erros relacionados com o caudal que se encontra nas condutas que intervêm no seu funcionamento.

A própria introdução de valores de funcionamento nos vários equipamentos nem sempre vai ao encontro do que seria necessário, como dados para cálculos termodinâmicos. O simples facto de se colocar uma queda de pressão numa conduta, ao invés de colocar os valores de pressão de entrada e saída, pode conduzir à geração de erros na ferramenta computacional.

Todos os factos anteriormente descritos conduziram a uma simplificação do ciclo termodinâmico, sem que para tal fossem alteradas condições de projecto, de modo a conseguir correr as simplificações sem erros. Este ciclo simplificado é explicado adiante na secção 4.1.3., e na próxima secção (4.1.2.) explica-se brevemente uma solução de modelação alternativa que a certa altura (perante as dificuldades) se considerou para concretizar os objectivos do trabalho, ainda que em parte.

4.1.2. Análise Energética em *Microsoft Excel* associado ao *FluidProp*

Ainda no que diz respeito à simulação do ciclo termodinâmico da central, e uma vez que a mesma parecia comprometida ao nível do *Cycle-Tempo*, considerou-se a alternativa de modelar o ciclo no *Microsoft Excel*. A modelagem apenas contempla a análise energética do sistema, através de balanços efectuados aos equipamentos, tendo como base as equações já descritas no capítulo 3.

A modelação anteriormente citada torna-se possível com auxílio do *software FluidProp*, o qual é responsável pela geração das condições de funcionamento de cada uma das condutas do sistema, segundo dados de pressão e temperatura, ou pressão e entalpia, introduzidos na folha de cálculo. Na figura 4.2, podem observar-se os dados de temperaturas, densidade, entropia, volume específico, energia interna e qualidade do vapor, presentes em cada uma das condutas, obtidos segundo condições impostas, de pressão e entalpia.

A introdução dos dados de pressão e entalpia tem início com a escolha da água como fluido de trabalho, através da introdução de um código numa célula da folha de cálculo, “=SetFluid(“IF97”)”. De seguida e a título de exemplo, para o cálculo de uma temperatura, é inserido um código que define as condições a ter em conta, “=Temperature (A1;“ph”;C3;D3)”, a célula A1 tem definido o fluido de trabalho, já as células C3 e D3 correspondem aos valores de pressão e entalpia, respectivamente.

A utilização da presente simulação pode não ser muito atraente a outros usuários, uma vez que apenas apresenta as equações de balanço aos equipamentos e a possibilidade da alteração dos seus parâmetros de funcionamento, sem contemplar qualquer *interface* gráfica para uma melhor compreensão do processo. Para além disso, e como foi referido, os balanços não contemplam qualquer eficiência associada ao desempenho dos equipamentos, o que poderia comprometer a análise de processos reais.

A utilização da modelação em *Microsoft Excel* apenas será interessante na comparação de resultados entre as condições de funcionamento e os obtidos no *Cycle-Tempo*. Ou ainda, no caso de se desejar proceder a alguma alteração em condições de funcionamento dos equipamentos que não se encontram presentes na simplificação do ciclo termodinâmico, desenvolvido no *Cycle-Tempo*.

4.1.3. Modelação Final em *Cycle-Tempo*

A simplificação do ciclo termodinâmico da Central através do *Cycle-Tempo*, figura 4.4, teve em conta os dados de projecto associados, tanto aos equipamentos, como às condutas, através da introdução dos mesmos em janelas de diálogo presentes na *interface* gráfica da ferramenta. Não se alterou qualquer requisito de funcionamento, os equipamentos essenciais encontram-se presentes, bem como as suas principais condições de funcionamento. Nesta medida, os resultados gerados, apesar de relativamente diferentes dos obtidos na simulação termodinâmica levada a efeito pelo fornecedor da turbina (anexo A), podem dizer-se confiáveis.

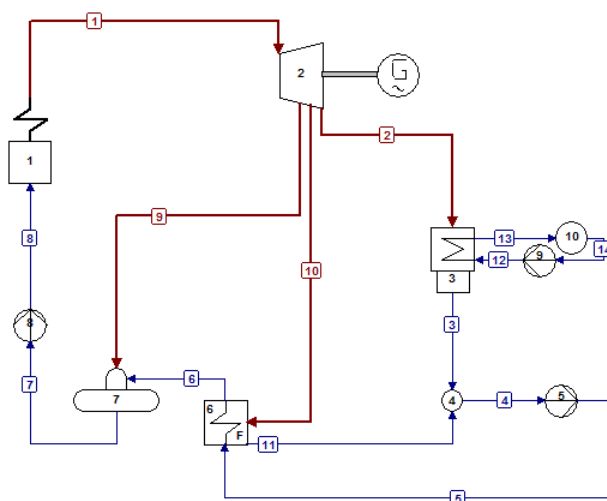


Figura 4.4 Simplificação do ciclo termodinâmico inserido no *Cycle-Tempo*

Nas tabelas 4.2 e 4.3, são descritas as condições de projecto introduzidas no *software*, referentes a equipamentos e condutas, respectivamente. Na sua grande maioria, as condições mencionadas foram facultadas, directamente, por fornecedores de equipamentos da Central. Dados como rendimentos isentrópicos, da turbina e das bombas, foram calculados tendo em consideração as equações 2.5 e 2.8, respectivamente.

Tabela 4.2 Equipamentos do ciclo da figura 4.4 e condições de operação

Equipamento		Especificações	
Nº	Descrição	Descrição	Valor
1	Gerador de vapor (caldeira + sobreaquecedor)	Pressão de entrada	80 bar
		Pressão de saída	65 bar
		Temperatura de saída	450 °C
		Caudal de combustível	12,5 kg/s
		Eficiência térmica	0,8950
		PCI (Eucalyptus Globulus-50 % humidade)	8350 kJ/kg
		Exergia química do combustível	9983 kJ/kg
2	Turbina de vapor	Rendimento isentrópico	0,8228
3	Condensador	Perda de carga, lado água arrefecimento	0,62 bar
		Subida temperatura água arrefecimento	9,14 °C
		Perda de carga, lado vapor	0 bar
4	Nó		
5	Bomba (água condensada)	Pressão de saída	5 bar
		Rendimento isentrópico	0,6902
6	Permutador de calor de correntes separadas (economizador)	Pressão de entrada, lado primário	4,50 bar
		Perda de carga, lado primário	0,50 bar
		Temperatura de saída, lado primário	80,89 °C
		Perda de carga, lado secundário	0 bar
		Temperatura de entrada, lado secundário	84,30 °C
		Temperatura de saída, lado secundário	50,57 °C
7	Desgaseificador	Perda de carga	0 bar
8	Bomba (água de alimentação)	Rendimento isentrópico	0,80097
9	Bomba (água de arrefecimento)	Pressão saída	2 bar
		Temperatura de saída	25 °C
		Rendimento isentrópico	1
10	Torre de arrefecimento	Pressão	1,38 bar
		Perda de carga	1 bar
		Entalpia	143,07 kJ/kg
G	Gerador eléctrico	Rendimento	0,95
		Potência eléctrica (“função produto”)	12 MWe

Tabela 4.3 Condutas do ciclo da figura 4.4, fluido circulante e especificações

Conduta		Especificações	
Nº	Fluido circulante	Descrição	Valor
[1]	Vapor sobreaquecido		
[2]	Vapor	Perda carga	0 bar
		Pressão de entrada	0,065 bar
[3]	Condensado		
[4]	Água		
[5]	Água		
[6]	Água		
[7]	Água isenta de gases dissolvidos	Pressão de saída	2,750 bar
[8]	Água para a Caldeira		
[9]	Tiragem de vapor a baixa pressão para o extractor de gases	Pressão de entrada	5,396 bar
		Pressão de saída	3 bar
		Temperatura de entrada	179,1 °C
[10]	Tiragem de vapor a baixa pressão para o economizador	Pressão de entrada	0,590 bar
		Pressão de saída	0,562 bar
[11]	Água	Pressão de saída	0,065 bar
[12]	Água de arrefecimento		
[13]	Água de arrefecimento		
[14]	Água de arrefecimento		

Com todos os dados introduzidos, e sem que a ferramenta computacional gere qualquer erro no cálculo do sistema, torna-se possível a análise energética e exergetica do ciclo termodinâmico. A figura 4.5 apresenta os principais dados de funcionamento gerados no *Cycle-Tempo*.

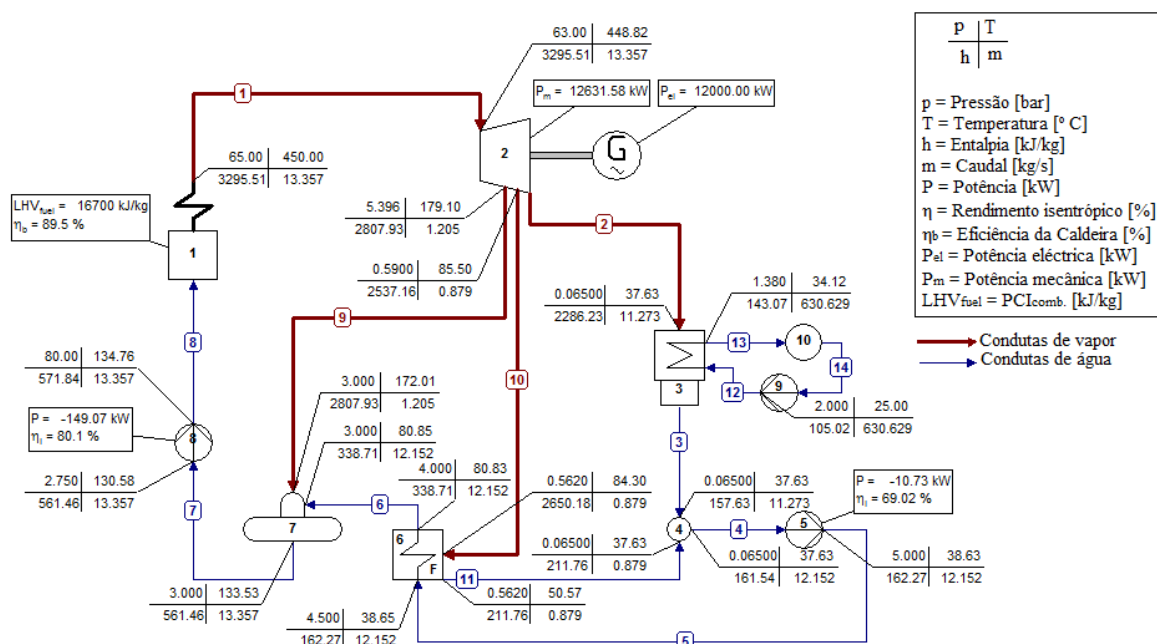


Figura 4.5 Ciclo termodinâmico da Central (dados gerados no *Cycle-Tempo*)

A figura 4.6 diz respeito ao diagrama T- s referente ao ciclo termodinâmico, também ele gerado através da ferramenta computacional. No mesmo, a linha de maior espessura, a preto, representa o ciclo contendo todos os equipamentos.

Para uma melhor compreensão dos diferentes estados do ciclo, o diagrama encontra-se numerado. Nesta medida, os pontos 1 e 2 dizem respeito às condições de saída da caldeira e entrada do vapor na turbina, respectivamente. Seguem-se os pontos 3 e 4, os quais representam a entrada do vapor no condensador e a respectiva saída do condensado.

Os pontos 5, 6, 7 e 8 correspondem às condições de saída dos equipamentos com igual numeração na figura 4.5.

Os pontos 9 e 10 representam as condições de saída da turbina, ou seja, condições de entrada das condutas com igual numeração.

Referir que a linha vertical, de maior espessura, na parte inferior esquerda do gráfico diz respeito às condições de entrada e saída da conduta nº 11.

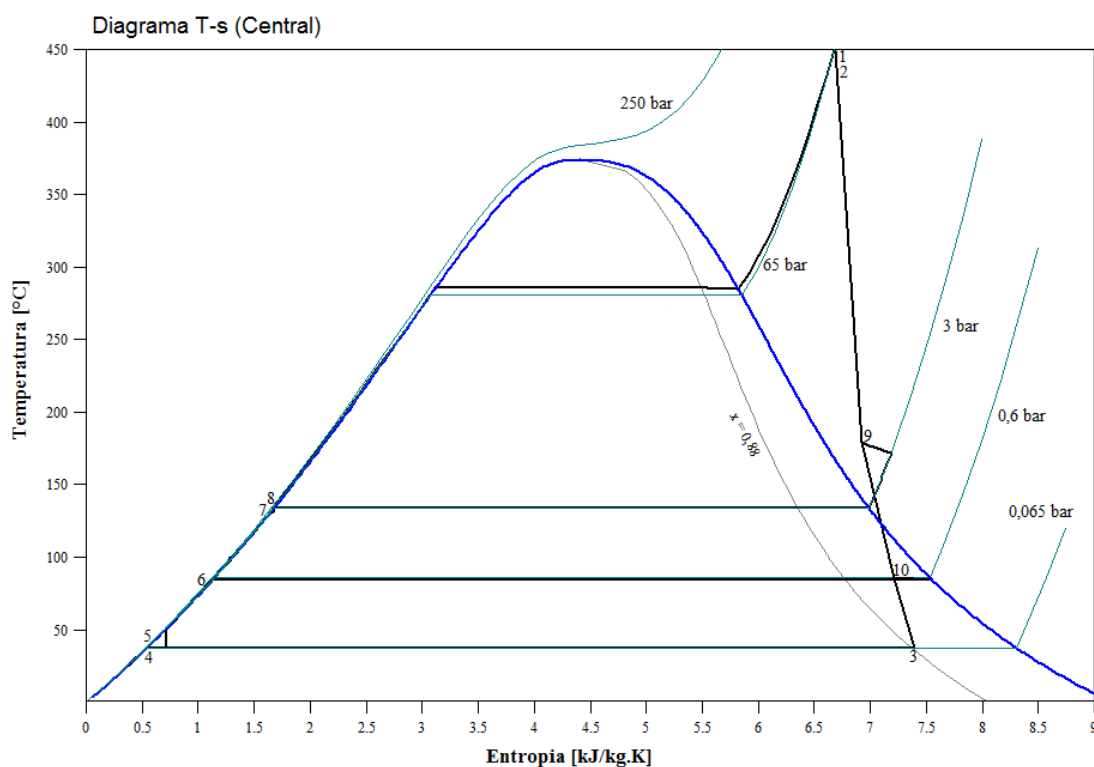


Figura 4.6 Diagrama T-s correspondente ao ciclo termodinâmico da Central (adaptado de dados gerados no Cycle- Tempo)

Outro dos diagramas passíveis de avaliação diz respeito ao diagrama de Mollier (h-s), no qual pode observar a queda entálpica associada ao vapor.

No mesmo diagrama, figura 4.7, encontra-se ainda apresentada a qualidade do vapor à saída da turbina, um dos parâmetros essenciais, em ciclos a vapor.

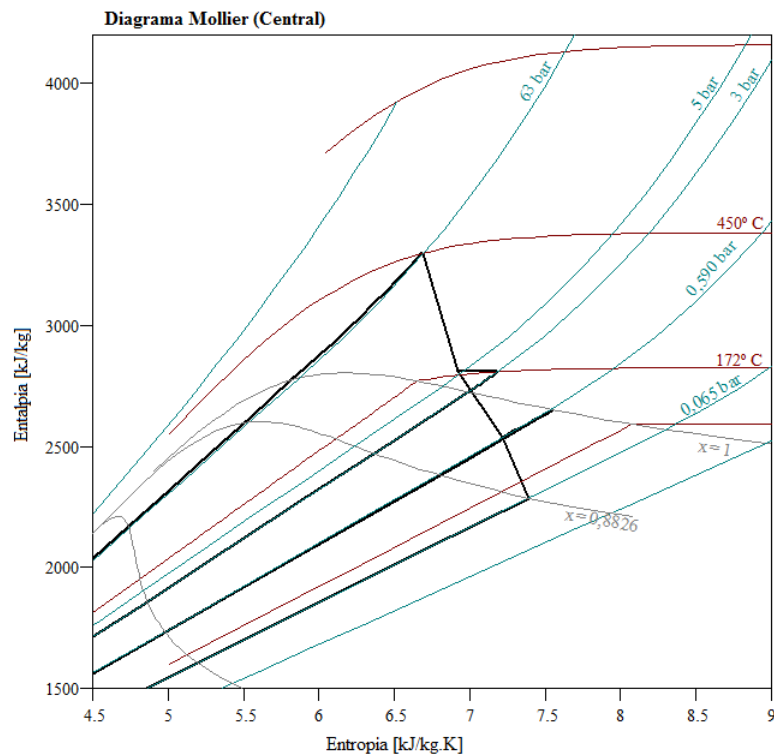


Figura 4.7 Diagrama de Mollier correspondente ao ciclo termodinâmico da Central (adaptado de dados gerados no *Cycle-Tempo*)

Segue-se a tabela 4.4, na qual estão representadas as eficiências energética e exergética da Central. As mesmas foram retiradas dos valores gerados na ferramenta computacional.

Os restantes dados de projecto, referentes ao ciclo em análise e gerados no *Cycle- Tempo*, estão disponíveis no anexo B.

Tabela 4.4 Eficiências, energética e exergética do ciclo termodinâmico da Central

Nº	Equipamento	Balanço energético [kW]		Balanço exergético [kW]
1	Caldeira	Potência Absorvida	40647,6	48597
1	Gerador	Potência Entregue	12000	12000
5	Bomba	Consumo auxiliar	10,73	10,73
8	Bomba		149,07	149,07
9	Bomba		110,17	110,17
Rendimento do Ciclo		W_{net} [kW]	11730,03	11730,03
		η η_{Exer.}	29,522%	24,693%
		η_{net} η_{Exer.}	28,858%	24,137%

Tendo em consideração os dados apresentados até ao momento, torna-se possível uma análise de sensibilidade aos diferentes parâmetros de operação. Esta análise é levada a efeito no subcapítulo 4.2.

A análise de sensibilidade aos vários parâmetros de operação não tem obrigatoriedade de contribuir para o aumento da eficiência do ciclo termodinâmico.

O valor exergético associado ao combustível é um dos parâmetros responsável pela eficiência da combustão. Uma vez que, o programa não está apto ao cálculo do mesmo, para este tipo de ciclos a vapor, com as características de projecto desejadas, a análise da exergia química associada ao combustível teve em conta os princípios descritos no capítulo 3, e é analisada no subcapítulo 4.3. para vários teores de humidade presentes na biomassa.

4.2. Análise de Sensibilidade a Condições de Operação da Central

Na presente análise de sensibilidade a várias condições de operação do ciclo é importante estabelecer limites, que vão ser tidos como referência ao longo de todas as análises em que os mesmos sofram alterações.

O título de vapor à saída da turbina, x , não deve ser inferior a 88%. Um valor mais baixo pode conduzir a problemas de erosão provocados pelos choques das gotas de água contra as pás da turbina de baixa pressão (Oliveira, 2012).

A pressão mínima de condensação terá em conta o ponto crítico da água. Nesta medida, e segundo dados de tabelas de vapor, para temperaturas entre os 25 e os 30 °C, a pressão de saturação da água é de 0,032 bar e 0,042 bar, respectivamente.

No que diz respeito a um dimensionamento correcto do condensador, o diferencial de temperaturas entre a temperatura de condensação e a temperatura média do fluido de arrefecimento deve encontrar-se num intervalo entre 10 e 15 °C.

Nas análises de sensibilidade efectuadas, a recolha de dados é efectuada de forma individual para cada condição de funcionamento alterada na ferramenta computacional, tratando-se portanto de um processo moroso. Nas mesmas análises, apenas se efectua a variação de um único parâmetro de funcionamento, fixando todos os restantes. Excepto do subcapítulo 4.2.9., onde é analisado o efeito da variação simultânea de diferentes parâmetros no ciclo termodinâmico.

4.2.1. Pressão da Caldeira

A análise de sensibilidade à pressão de saída da caldeira é um dos parâmetros interessantes no estudo do ciclo. A pressão máxima corresponde à pressão de evaporação, a qual depende da resistência mecânica dos materiais que formam os tubos da caldeira por onde circula o vapor.

Na presente análise tem-se em conta a pressão máxima de 83 bar, valor definido pela concepção mecânica do equipamento, tabela 3.2, bem como a pressão de operação actual, 65 bar. A análise estende-se a valores de pressão inferiores ao citado, uma vez que, com o funcionamento da mesma ao longo do tempo, existe a possibilidade da degradação de parâmetros de funcionamento.

Na figura 4.8 pretende-se avaliar o rendimento do ciclo, em função da variação da pressão de saída da caldeira.

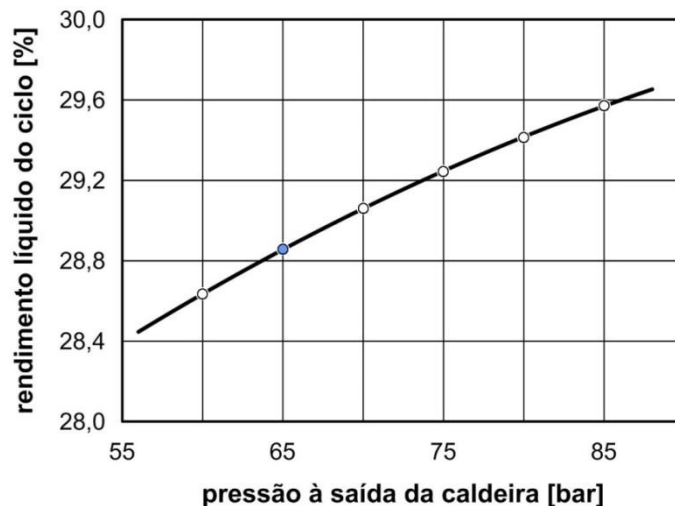


Figura 4.8 Efeito da pressão de saída da caldeira no rendimento efectivo do Ciclo

No intervalo em estudo, o rendimento do ciclo pode aumentar, no máximo, 0,94 pontos percentuais, entre extremos. No entanto, existem factores importantes que devem ser levados em conta.

A pressão de funcionamento, 65 bar, representada no gráfico a azul, apresenta uma qualidade de vapor de 0,8826. Com a mesma análise efectuada à pressão de 70 bar, o título de vapor diminui para 0,8775.

A diminuição de caudal de vapor associada aos extremos em análise não é significativa, 0,24 kg/s. Já a diminuição da potência térmica associada à caldeira é de 1138 kW, para o intervalo em análise.

O diagrama T-s referente apenas ao ciclo caldeira, turbina e condensador é apresentado na figura 4.9. No mesmo destacam-se as linhas a lilás, referentes ao ciclo com pressão de saída da caldeira a 83 bar (limite de pressão imposto pela concepção mecânica dos elementos da caldeira), e as linhas a verde, referentes ao ciclo com pressão de saída a 65 bar.

No mesmo gráfico, pode ainda analisar-se um outro parâmetro importante, a qualidade do vapor à saída da turbina.

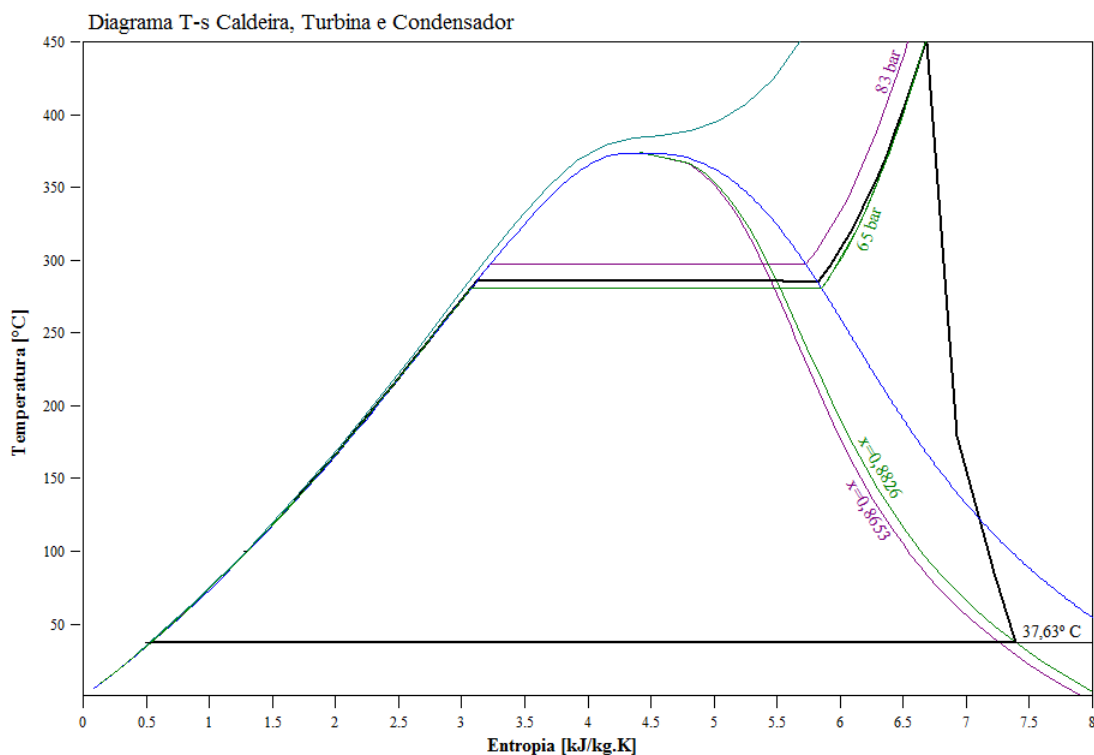


Figura 4.9 Diagrama T- s referente à caldeira, turbina e condensador, análise da pressão máxima de saída da caldeira (adaptado de dados gerados no *Cycle-Tempo*)

Através da observação do diagrama T-s, pode verificar-se a diminuição significativa do título de vapor.

A área, a branco, entre a pressão de 65 bar e a de 83 bar, representa o aumento do trabalho útil, o qual é responsável pelo aumento do rendimento do ciclo termodinâmico.

Na presente análise constata-se que a pressão de saída do vapor sobreaquecido da caldeira não pode ir muito além da actual pressão de funcionamento, devido à qualidade do vapor.

4.2.2. Perda de Carga na Caldeira, mantendo a Pressão de Saída

A pressão de entrada na caldeira é outra condição passível de avaliação. Os limites estipulados têm em conta os referidos para a água da caldeira, na tabela 3.2., no entanto, o intervalo escolhido é mais abrangente, situando-se entre os 70 e os 90 bar.

Na figura 4.10 pretende-se avaliar o efeito deste parâmetro no rendimento do ciclo termodinâmico.

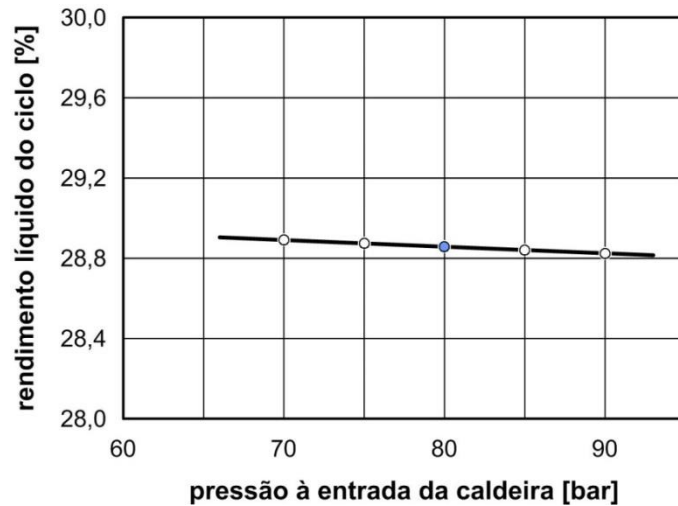


Figura 4.10 Efeito da pressão de entrada da caldeira no rendimento efectivo do Ciclo

Entre os extremos em análise, existe uma diminuição de, aproximadamente, 0,06 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo, associado a uma diminuição de, aproximadamente, 40 kW, na potência térmica da caldeira, diminuição que, apesar de não ser significativa, vem associada ao respectivo aumento do consumo da bomba nº 8.

4.2.3. Temperatura de Sobreaquecimento

A temperatura do vapor sobreaquecido à saída da caldeira pode ser analisada com base no limite imposto pela sua concepção mecânica, tabela 3.2. No entanto, o intervalo escolhido é mais abrangente. Analisam-se valores de temperatura inferiores à de funcionamento actual uma vez que, com o tempo, o coeficiente global de transmissão de calor pode diminuir. A sua diminuição acarreta a diminuição da temperatura dos tubos de aquecimento e, consequentemente, da água de admissão à caldeira.

Na figura 4.11, avalia-se o efeito da temperatura do vapor sobreaquecido, no rendimento efectivo do ciclo.

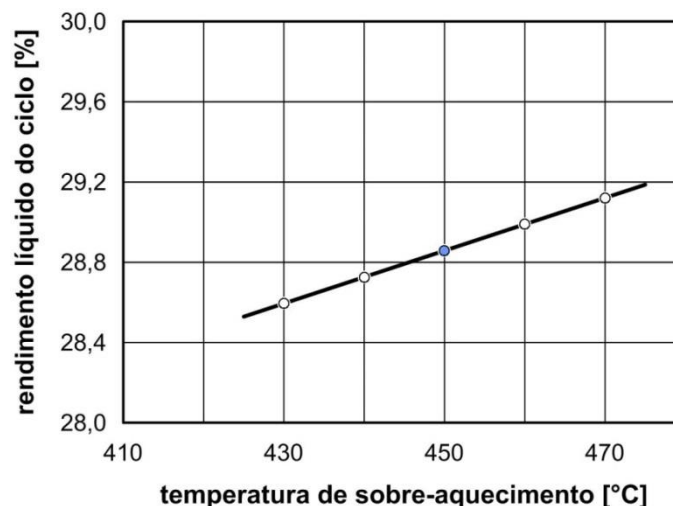


Figura 4.11 Efeito da temperatura de sobre-aquecimento no rendimento efectivo do Ciclo

O aumento da temperatura do vapor sobreaquecido proporciona o aumento do rendimento efectivo do ciclo. Para o intervalo em estudo existe um aumento de, aproximadamente, 0,53 pontos percentuais. No mesmo sentido, e sendo o rendimento inversamente proporcional à potência térmica da caldeira, esta última apresenta uma diminuição, cerca de 700 kW, aproximadamente.

Outro dos parâmetros influenciados pelo aumento da temperatura à saída da caldeira é o título de vapor, o qual aumenta. Para 460 °C, temperatura máxima definida pela concepção mecânica do equipamento, o título de vapor é de 88,80%.

4.2.4. Pressão no Condensador

A pressão mínima no ciclo corresponde à pressão de condensação, a qual irá ao encontro da pressão de saturação da água, neste caso. Na presente análise, a temperatura da água de arrefecimento mantém-se fixa, logo existirá um limite para a temperatura da água de condensação e respectiva pressão, uma vez mais imposta pela condição de um bom dimensionamento do condensador, já referida.

Na figura 4.12, pode observar-se o efeito da diminuição da pressão de condensação no rendimento efectivo do ciclo. Mais uma vez, o ponto a azul corresponde aos parâmetros em funcionamento e o ponto a vermelho corresponde à limitação referida anteriormente, qualidade do vapor à saída da turbina.

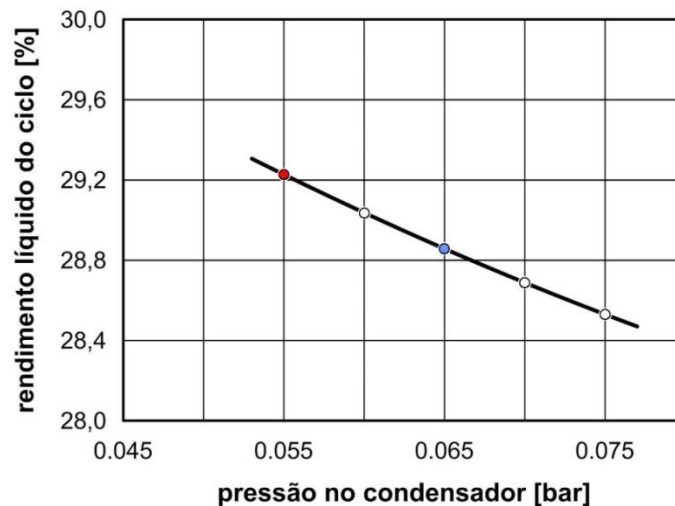


Figura 4.12 Efeito da diminuição da pressão de condensação no rendimento efectivo do Ciclo

No intervalo em estudo o rendimento do ciclo sofre um aumento de 0,70 pontos percentuais, com a diminuição da pressão de condensação, contudo, valores de pressão inferiores a 0,060 bar não são válidos, uma vez que apresentam títulos de vapor inferiores a 88%, bem como temperaturas de condensação inferiores a 35 °C, valores que vão contra o intervalo mínimo entre a temperatura de condensação e a temperatura média da água de arrefecimento, requerido pelos parâmetros de um bom dimensionamento do condensador.

Neste sentido, apenas é considerado o intervalo de pressões entre os 0,06 e os 0,065 bar. Ao mesmo corresponde um aumento de 0,18 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo e uma muito pequena diminuição do caudal mássico de vapor, aproximadamente 0,1 kg/s.

A observação do diagrama T-s, figura 4.13, pode clarificar o intervalo de pressões em estudo, bem como os respectivos títulos de vapor. No mesmo está ainda representada a pressão crítica da água, para uma temperatura de 25 °C.

No diagrama observam-se as limitações referidas anteriormente, bem como a área correspondente ao aumento de trabalho útil (área entre as linhas de pressão em análise), provocado pela diminuição da pressão de condensação. Assim, as condições a verde correspondem à pressão de funcionamento. Do mesmo modo, as condições a lilás representam a pressão de condensação mínima, 0,06 bar, delimitada pelos limites já analisados.

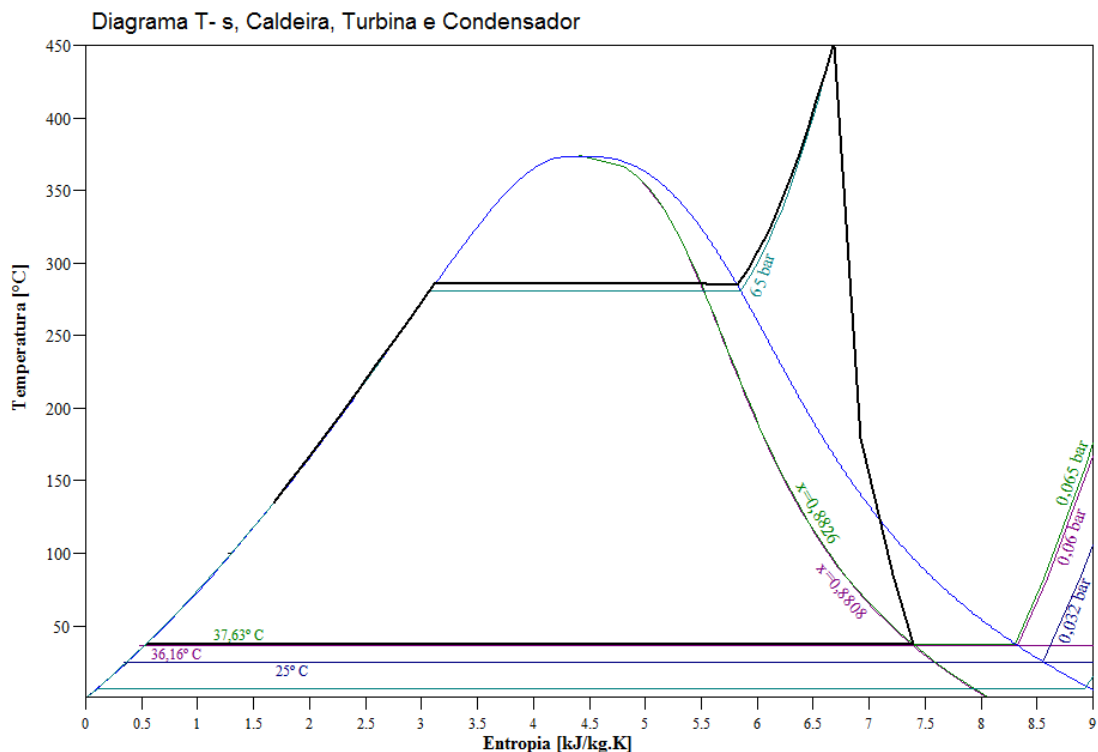


Figura 4.13 Diagrama T- s, referente à caldeira, turbina e condensador, análise da pressão de condensação (adaptado de dados gerados no *Cycle-Tempo*)

4.2.5. Temperatura da Água de Arrefecimento

A temperatura mínima permitida no condensador é limitada pela temperatura da água de arrefecimento, como referido anteriormente. Considerando que o condensador é bem dimensionado, o diferencial entre a temperatura de condensação e a temperatura média da água de arrefecimento deve encontrar-se entre os 10 a 15 °C.

Na figura 4.14, pode observar-se a variação do rendimento do líquido ciclo associado à temperatura da água de arrefecimento, para um intervalo de 15 °C.

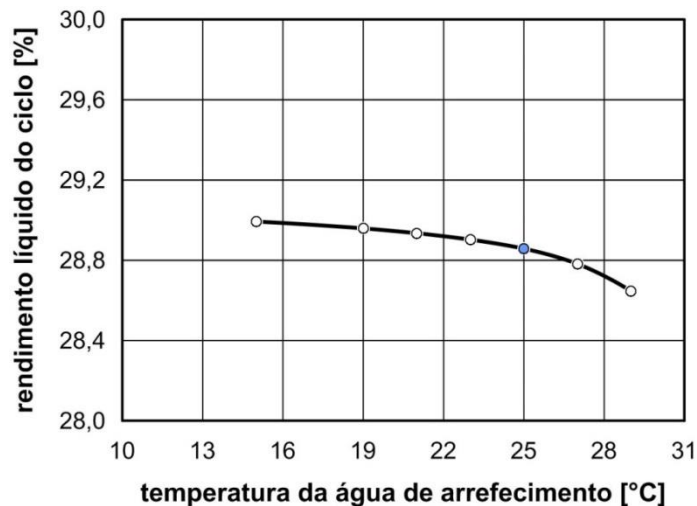


Figura 4.14 Efeito da temperatura da água de arrefecimento no rendimento efectivo do Ciclo

O rendimento do ciclo mantém-se constante com a variação da temperatura da água de arrefecimento. Apenas se altera o seu rendimento efectivo, uma vez que o consumo da bomba da água de arrefecimento varia. Para o intervalo em estudo, a diminuição de 15 °C na água de arrefecimento corresponde a um aumento de 0,47 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo.

Através da observação do gráfico percebe-se que temperaturas superiores a 27 °C provocam uma maior diminuição do rendimento efectivo do ciclo, pois estas temperaturas interferem com as condições impostas para um bom dimensionamento do condensador. Tendo por referência máxima a temperatura de funcionamento, 25 °C, a diminuição de 10 °C equivale a um aumento de 0,14 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo. Associado a este aumento encontra-se o consumo da bomba nº 9, o qual diminui, aproximadamente, 53,76 kW. Existe ainda a diminuição de, aproximadamente, 330 kg/s no caudal de água do circuito de arrefecimento.

4.2.6. Rendimento Isentrópico Associado às Turbomáquinas

4.2.6.1. Rendimento Isentrópico da Turbina

Na análise à sensibilidade do rendimento isentrópico da turbina convém ter em conta o título de vapor à saída da mesma. Para a mesma análise, figura 4.15, considerou-se um intervalo de valores de rendimentos entre 80 a 86%, incluído o valor de funcionamento actual, bem como o valor limite imposto pela qualidade do vapor.

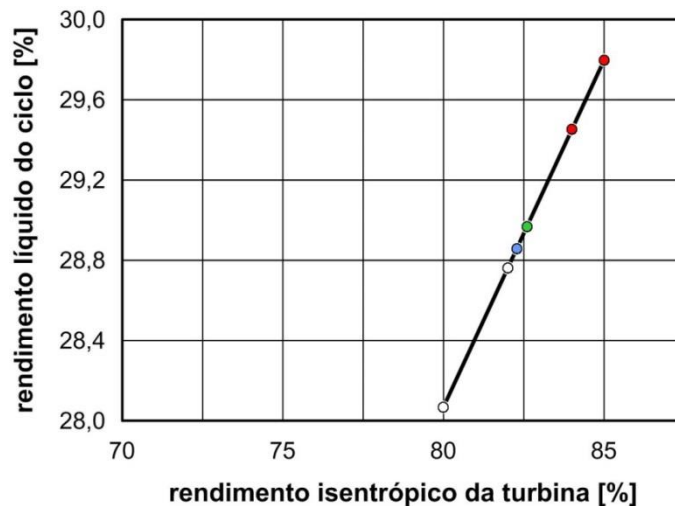


Figura 4.15 Efeito do rendimento isentrópico da turbina no rendimento efectivo do Ciclo

Através da observação do gráfico, percebe-se que os valores a vermelho são excluídos devido à qualidade do vapor à saída do equipamento em análise. O ponto a azul, no gráfico, corresponde ao rendimento isentrópico da turbina, 82,28%. Já o ponto a verde representa um rendimento de 82,6%. Este último foi o valor máximo estabelecido, tendo em consideração o requisito acima referido, título de vapor, o qual será de 88,10%.

Excluindo os extremos do gráfico e apenas analisando os dois valores citados, verifica-se que um aumento de, aproximadamente, 0,3 pontos percentuais no valor do rendimento isentrópico da turbina, corresponde a um aumento de 0,11 pontos percentuais no rendimento líquido do ciclo.

Na presente análise é de referir que todos os outros parâmetros de funcionamento se mantêm fixos e portanto apenas se avaliam diferentes turbinas, com diferentes rendimentos, para a mesma potência nominal., uma vez que não se obteve a curva de funcionamento da turbina.

4.2.6.2. Rendimento Isentrópico das Bombas

O rendimento isentrópico associado às bombas presentes no ciclo deve ser inferior ao descrito pela turbina. Neste sentido, a bomba que apresenta maior variação do seu consumo e consequentemente mais influencia o rendimento do ciclo é a bomba nº 8.

Na figura 4.16, analisa-se o efeito do rendimento da bomba, no rendimento efectivo do ciclo, mantendo fixas as restantes condições de operação da bomba (pressão, temperatura). O gráfico cobre a gama de $0,7 < \eta_b < 0,85$. O resultado correspondente a um rendimento isentrópico de 85% e encontra-se marcado a vermelho no gráfico, uma vez que este valor é superior ao rendimento isentrópico da turbina.

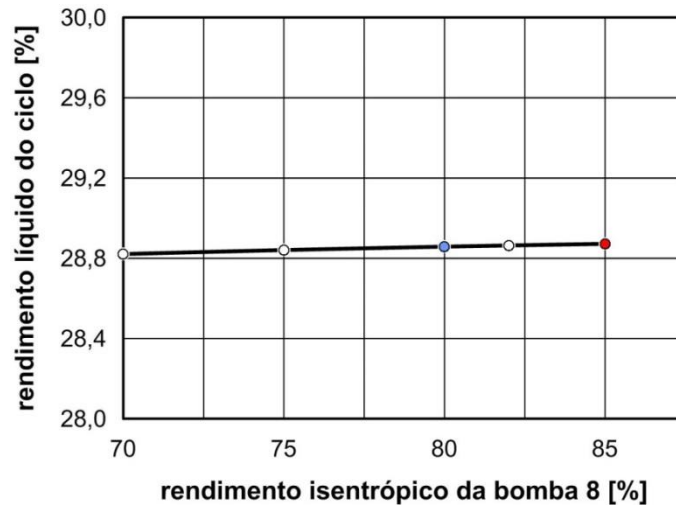


Figura 4.16 Efeito do rendimento isentrópico da bomba nº 8 no rendimento efectivo do Ciclo

A variação no rendimento isentrópico da bomba não é significativa no rendimento efectivo do ciclo, pois um substancial aumento de 15 pontos percentuais no rendimento da bomba causa apenas o aumento de 0,05 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo, o que dificilmente compensará os custos mais elevados de uma bomba melhor. Este resultado é conhecido e referido em livro de texto de termodinâmica, mas por se referir a uma central real, pode configurar um caso de conteúdo interessante para apresentar em salas de aula no DEMI, onde se espera que este trabalho tenha visibilidade.

4.2.7. Pressão de Funcionamento do Desgaseificador

O desgaseificador, para além do extractor de gases dissolvidos, contempla o tanque de água de alimentação, tal como foi referido anteriormente.

Na figura 4.17 pode avaliar-se o efeito da pressão do equipamento no rendimento efectivo do ciclo.

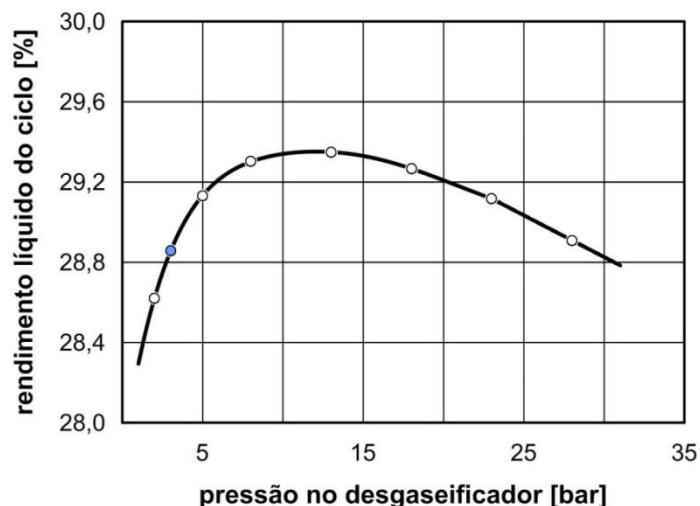


Figura 4.17 Efeito da pressão de funcionamento do desgaseificador no rendimento efectivo do Ciclo

A variação da pressão de funcionamento do equipamento pode considerar-se significativa para o ciclo. O aumento da pressão do desgaseificador aumenta o caudal mássico da primeira tiragem da turbina causando a diminuição de caudal no condensador.

Quanto mais elevada for a pressão de operação do equipamento, maior será o seu custo. Neste sentido, supõe-se que se escolhe um desgaseificador que opere a pressões mais elevadas, por exemplo 4 bar. O rendimento do ciclo sofre um aumento de 0,16 pontos percentuais. Considera-se agora a situação oposta, com a opção de um desgaseificador menos dispendioso, com pressão de funcionamento a 2 bar. Esta escolha implica uma diminuição de 0,24 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo, acompanhada pela diminuição de 13 °C na temperatura da água de alimentação.

Os resultados obtidos na figura 4.17 vão ao encontro do esperado, com a existência de uma pressão máxima, 13 bar, para o aumento do rendimento efectivo do ciclo, contribuindo em 0,73 pontos percentuais. No entanto, pressões muito elevadas correspondem a equipamentos bastante dispendiosos e portanto encontram-se fora da aplicabilidade prática.

4.2.8. Potência do Gerador

Como referido ao longo do presente trabalho, o gerador em funcionamento é de 12 MW_e, o que equivale à sua potência nominal. Contudo, no caso de se alterarem as condições de entrada, pode trabalhar a potências mais baixas. A presente análise avalia valores de potência, superiores e inferiores, à potência nominal.

Na figura 4.18, avalia-se o efeito da potência térmica da caldeira na potência eléctrica do gerador.

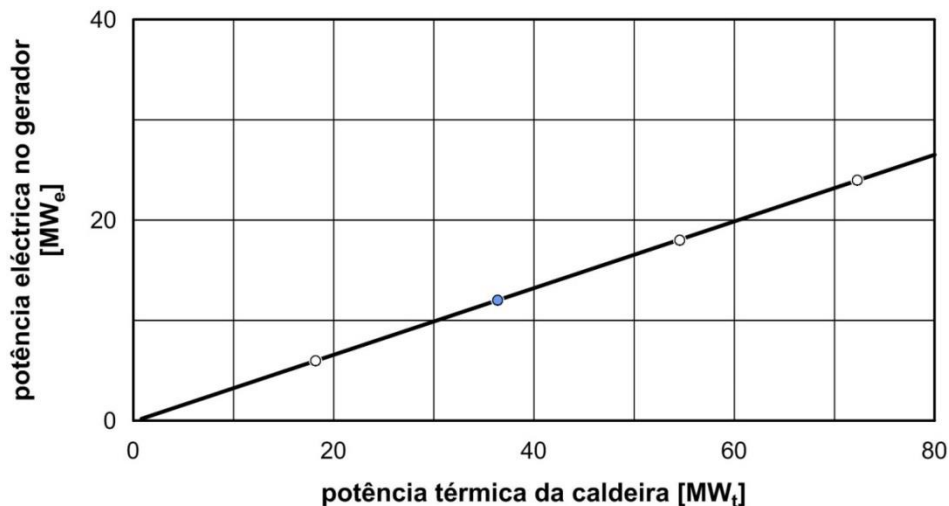


Figura 4.18 Efeito da potência térmica da caldeira na potência eléctrica do gerador

Entre extremos do intervalo em estudo, ao aumento de $54,1 \text{ MW}_t$ na potência térmica da caldeira, corresponde um aumento de 20 kg/s no caudal mássico de vapor, representando um aumento de 18 MW_e na produção energética do ciclo.

Uma vez que todas as outras condições de funcionamento são mantidas constantes, a alteração da potência térmica da caldeira não acarreta diferenças significativas no rendimento efectivo do ciclo. Para o intervalo em análise, a um aumento de 18 MW_e apenas corresponde um aumento de $0,03$ pontos percentuais, no rendimento efectivo do ciclo.

4.2.9. Variação Simultânea de Parâmetros de Funcionamento

Tendo em consideração as análises de sensibilidade efectuadas até ao momento, analisa-se agora o efeito da alteração de mais de um parâmetro de funcionamento, por forma a confirmar a não aplicabilidade do Princípio da Sobreposição ao sistema.

Neste sentido, avaliam-se a temperatura de sobreaquecimento e a pressão de condensação, com valores nominais de $450 \text{ }^\circ\text{C}$ e $0,065 \text{ bar}$, respectivamente.

Ao considerar uma temperatura de sobreaquecimento de $400 \text{ }^\circ\text{C}$ o rendimento efectivo do ciclo apresenta uma diminuição de $0,658$ pontos percentuais, face ao seu valor nominal de $28,858 \%$. Já com o aumento da pressão de condensação, mantendo os restantes parâmetros de funcionamento fixos, para $0,080 \text{ bar}$, o rendimento efectivo do ciclo diminui $0,48$ pontos percentuais. Neste sentido, a soma das contribuições individuais de cada um dos parâmetros implica uma diminuição de $1,138$ no rendimento do ciclo.

Por outro lado, ao considerar a variação simultânea dos dois parâmetros de funcionamento, acima referidos, o rendimento do ciclo apresenta uma diminuição de $1,147$ pontos percentuais

face ao seu valor nominal. Desta forma confirma-se que o sistema não se comporta linearmente, pelo que não é aplicável o Princípio da Sobreposição.

4.2.10. Discussão dos Resultados Obtidos nas Análises de Sensibilidade

A primeira análise de sensibilidade teve a ver com o aumento da pressão de saída da caldeira. A avaliação a este parâmetro de operação torna-se interessante pelo facto de que a pressão máxima do ciclo corresponde à pressão de evaporação. Por sua vez, a pressão de evaporação é fixada pela resistência mecânica dos materiais que formam os tubos da caldeira onde circula o vapor. No presente caso, e tratando-se de uma análise exclusivamente termodinâmica, não se tem conhecimento de valores associados à *performance* dos materiais. No entanto, através da tabela 3.2, pode estabelecer-se um intervalo de análise interessante, tendo em consideração o valor máximo associado à concepção mecânica, a qual, à partida, tem em conta a resistência mecânica associada aos materiais.

Actualmente a Central opera com uma pressão de evaporação de 65 bar e o seu aumento seria interessante, na medida em que iria aumentar o rendimento do ciclo. No entanto, o título de vapor à saída da turbina iria ser inferior a 88%, pelo que esta hipótese não é viável.

Na análise efectuada à perda de carga na caldeira, mantendo fixa a sua pressão de saída, existe uma ligeira diminuição da potência térmica associada ao equipamento. A uma variação de 10 bar, de 80 para 70 bar, corresponde um aumento de 0,03 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo, pelo que a variação deste parâmetro não é significativa. É ainda de referir que possíveis aumentos da perda de carga podem estar associados a um processo comum de redução do diâmetro dos tubos por deposição de matérias ao longo do tempo (apesar da elevada pureza da água utilizada).

Num intervalo de 40 °C, considerado para o estudo da temperatura do vapor sobreaquecido da caldeira, o rendimento efectivo do ciclo sofre um aumento de 0,53 pontos percentuais. Para além disso, a qualidade do vapor à saída da turbina aumenta, o que é vantajoso. O aumento do rendimento do ciclo, com o aumento da temperatura do vapor sobreaquecido pode ser facilmente explicado à luz da equação 2.11, uma vez que permite o aumento da temperatura média a que o calor é fornecido ao ciclo. Considerando o limite imposto pela concepção mecânica dos equipamentos e a temperatura de funcionamento actual, o aumento do rendimento efectivo do ciclo será de 0,13 pontos percentuais, sendo que para 460 °C o título de vapor é de 88,08 %. A alteração da temperatura do vapor sobreaquecido pode ser considerada num futuro próximo, mesmo que para valores inferiores a 460 °C, uma vez que este é o limite imposto pela concepção mecânica do equipamento.

A pressão de condensação interfere com o rendimento efectivo do ciclo e a mesma é limitada, uma vez mais, pelo título de vapor à saída da turbina. Nesta medida, 0,06 bar correspondem ao valor encontrado, tendo em conta não só o parâmetro citado anteriormente, como também o diferencial de temperatura admitido para um bom dimensionamento do condensador. O valor de pressão mínima encontrado corresponde a um aumento de 0,18 pontos percentuais no rendimento do ciclo. Nesta medida, pode considerar-se a sua adopção num futuro próximo.

A temperatura da água do circuito de arrefecimento constitui um parâmetro de análise interessante, uma vez que quanto maior a diferença entre esta e a temperatura de condensação, mais compacto poderá ser o condensador, apresentando uma menor área superfície/ volume. Segundo a análise de sensibilidade efectuada a este parâmetro, uma diminuição de 10 °C na actual temperatura da água de arrefecimento, constitui um aumento de 0,14 pontos percentuais no actual rendimento do ciclo. Consequentemente, o caudal de água necessário diminui em mais de 0,5 pontos percentuais, reduzindo o trabalho da bomba nº 9 em, aproximadamente, 0,48 pontos percentuais. Nesta medida e apesar de se tratar apenas de uma análise termodinâmica, não contemplando o percurso e processos pelos quais o fluxo de água tem de passar até à sua entrada no ciclo, seria interessante tentar manter a temperatura nos 15 °C, correspondente à temperatura média da água dos rios e, por consequência, à temperatura mínima admissível no ciclo. Não sendo possível atingir este patamar, uma temperatura de 19 °C ainda representa um aumento de 0,1 pontos percentuais no rendimento do ciclo.

Os rendimentos isentrópicos associados às turbomáquinas são parâmetros bastante sensíveis e condicionados pela concepção dos equipamentos. Nesta medida, teria sido interessante ter acesso à curva de funcionamentos descrita pela turbina. Uma vez que não foi possível, a análise efectuada teve em conta a qualidade do vapor à saída do equipamento. Neste sentido, apenas se consegue um aumento de 0,03 pontos percentuais no actual rendimento isentrópico da turbina, que corresponde a um aumento de 0,11 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo. Como este parâmetro não é passível de grande variação, a diminuição de caudal correspondente ao intervalo em análise é de apenas 0,05 kg/s.

No que se refere à análise de sensibilidade ao rendimento isentrópico das bombas, a mesma não é significativa para o ciclo. O seu rendimento não pode ultrapassar o rendimento descrito pela turbina. Assim, à variação do rendimento isentrópico da bomba nº 8 em 15 pontos percentuais apenas corresponde um aumento de 0,05 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo.

A pressão de funcionamento do desgaseificador revela-se significativa no rendimento ciclo. O aumento de 1 bar, em relação ao actual funcionamento, corresponde a um aumento de, aproximadamente, 0,16 pontos percentuais no rendimento do ciclo. No entanto, o aumento da

pressão de funcionamento do desgaseificador envolve custos elevados, pelo que a nível prático a alteração não será de considerar.

O aumento da pressão de funcionamento do desgaseificador aumenta o caudal mássico na primeira tiragem da turbina, diminuindo o caudal mássico no condensador. No mesmo sentido, com o aumento da pressão do pré-aquecedor de água, o caudal mássico na segunda tiragem da turbina iria aumentar, pelo que este poderia constituir um parâmetro de análise interessante. No entanto, devido a todas as outras condições de temperatura e pressão encontrarem-se fixas, o *Cycle-Tempo* não permite a modificação do valor de pressão proveniente da segunda tiragem da turbina.

A alteração das condições de entrada na caldeira interfere directamente com a potência eléctrica do gerador. Na análise da sensibilidade efectuada a este parâmetro contabilizaram-se valores superiores e inferiores à sua potência nominal de 12 MW_e. Apesar do rendimento efectivo do ciclo se manter praticamente constante, a análise a este parâmetro de funcionamento torna-se interessante, uma vez que avalia o que acontece à produção de energia eléctrica na presença de diferentes condições de funcionamento da caldeira.

Por fim, pretendeu-se estabelecer a variação simultânea de algumas condições de funcionamento, com o objectivo de confirmar a não aplicabilidade do princípio da sobreposição ao ciclo. A escolha dos parâmetros em análise teve como base a sua influência no rendimento do ciclo, determinado pelas anteriores análises de sensibilidade.

Com a variação da temperatura de sobreaquecimento de 450 °C para 400 °C, o rendimento do ciclo diminuiu 0,658 pontos percentuais. Já o aumento da pressão de condensação de 0,065 bar para 0,08 bar provocou uma diminuição de 0,48 pontos percentuais no rendimento do ciclo. Nesta medida, a soma das contribuições individuais dos dois parâmetros no rendimento do ciclo provoca a sua diminuição em 1,138 pontos percentuais. Por outro lado, ao variar os mesmos parâmetros de forma simultânea o rendimento do ciclo sofre uma diminuição de 1,147 pontos percentuais. Conclui-se, assim, que, não se aplica o Princípio da Sobreposição, logo para a variação de mais do que um parâmetro, em simultâneo, serão necessárias novas simulações termodinâmicas ao ciclo.

4.2.11. Influência dos Diferentes Parâmetros no Rendimento do Ciclo

No presente sub-capítulo apresentam-se os resultados obtidos através da análise de sensibilidade a diferentes parâmetros de funcionamento, de uma outra forma, comparando entre si, o seu impacto no rendimento efectivo do ciclo.

Para tal, foi necessário encontrar, para cada parâmetro, um intervalo em que possa variar, tabela 4.5.

Tabela 4. 5 Intervalos escolhidos para a avaliação da influência dos diferentes parâmetros no rendimento do Ciclo

	Valor mín.	Valor máx.	Valor nominal
Temperaturas			
Sobreaquecimento	$T_{\text{sat}} = 285,83 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{metalurgica}} = 460 \text{ }^{\circ}\text{C}$	450 $^{\circ}\text{C}$
Água de Arrefecimento	$T_{\text{méd.mín.local}} = 4,10 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{méd.máx.local}} = 32,20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (+ $\Delta T_{\text{ambiental}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C} = 42, 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$)	25 $^{\circ}\text{C}$
Pressões			
Saída da Caldeira	19 bar	$P_{\text{metalurgica}} = 83 \text{ bar}$	65 bar
Entrada da Caldeira	19 bar	$P_{\text{metalurgica}} = 83 \text{ bar}$	80 bar
Condensação	$P_{\text{sat}}(T_{\text{méd.mín.local}}) = 0,008 \text{ bar}$	$P_{\text{sat}}(T_{\text{méd.máx.local}} + \Delta T_{\text{ambiental}}) = 0,083 \text{ bar}$	0,065 bar
Desgaseificador	1,01325 bar	19 bar	3 bar
Rendimentos			
Rendimento Isentrópico da Turbina	0%	100%	82,28%
Rendimento Isentrópico da Bomba	0%	100%	80,1%

No que respeita à temperatura de sobreaquecimento o valor mínimo escolhido teve em conta a temperatura de saturação do vapor à pressão nominal. Como valor máximo a escolha recaiu no valor de temperatura imposta pelo limite metalúrgico do equipamento. Os valores, mínimo e máximo, escolhidos para a temperatura da água de arrefecimento tiveram em conta a temperatura média mínima e máxima do local onde se situa a central, respectivamente.

Nas pressões estudadas, o valor mínimo escolhido para as pressões de funcionamento da caldeira tiveram em conta a pressão mínima possível, para que no final da expansão se obtivesse vapor saturado. Como valor máximo optou-se por considerar a pressão de limite metalúrgico do equipamento. Relativamente ao intervalo escolhido para a pressão de condensação, a escolha teve em conta a pressão de saturação para as temperaturas, máxima e mínima, local. Para a pressão de funcionamento do desgaseificador foi considerada a pressão atmosférica, como valor mínimo e a pressão mínima de funcionamento da caldeira, como valor máximo.

Definidos os intervalos para variação de cada um dos parâmetros torna-se possível estabelecer uma razão entre os mesmos, por forma a avaliar a sua influência no rendimento do

ciclo. As equações que se seguem apresentam essas razões para as temperaturas, pressões e rendimentos isentrópicos, respectivamente.

$$\Theta = \frac{(T - T_{\text{nominal}})}{(T_{\text{máx.}} - T_{\text{mín.}})} \quad (4.1)$$

$$\Pi = \frac{(P - p_{\text{nominal}})}{(P_{\text{máx.}} - P_{\text{mín.}})} \quad (4.2)$$

$$H = \frac{(\eta - \eta_{\text{nominal}})}{(\eta_{\text{máx.}} - \eta_{\text{mín.}})} \quad (4.3)$$

No que respeita às temperaturas facilmente se percebe que a temperatura de sobreaquecimento tem um maior impacto no rendimento do ciclo, figura 4.19.

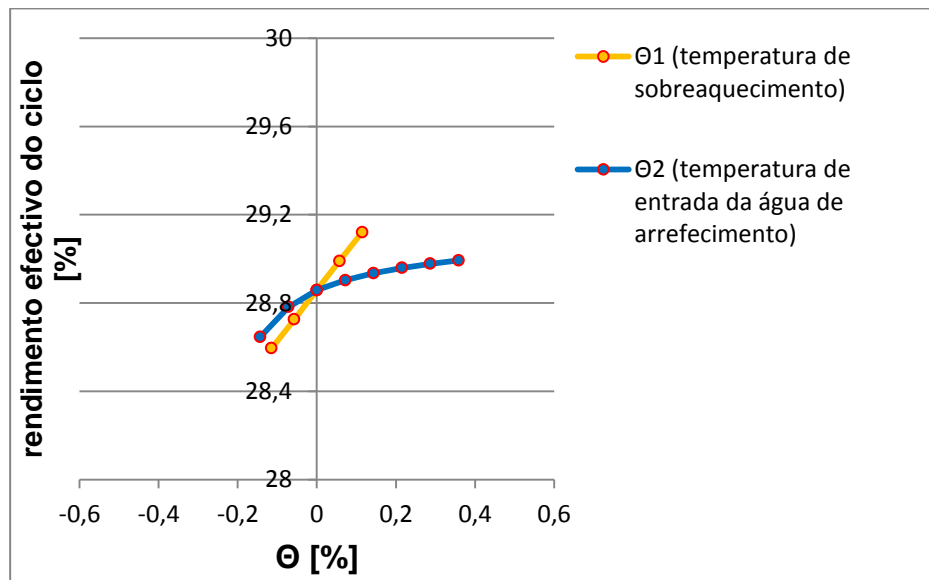


Figura 4. 19 Influência das temperaturas estudadas no rendimento efectivo do Ciclo

Na figura 4.20 pode observar-se o impacto das pressões no rendimento do ciclo.

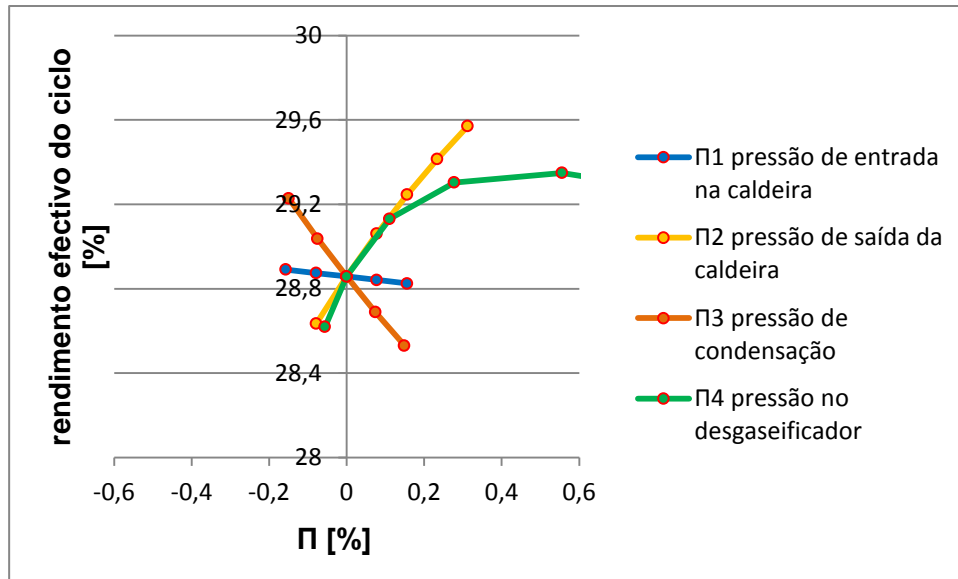


Figura 4. 20 Influência das pressões estudadas no rendimento efectivo do Ciclo

A pressão de funcionamento do desgaseificador é a que apresenta maior impacto no rendimento do ciclo, até um dado valor. Seguem-se a pressão de condensação e a pressão de saída do vapor da caldeira.

Por fim, a figura 4.21 pretende avaliar o impacto dos rendimentos isentrópicos associados às turbomáquinas, no rendimento do ciclo.

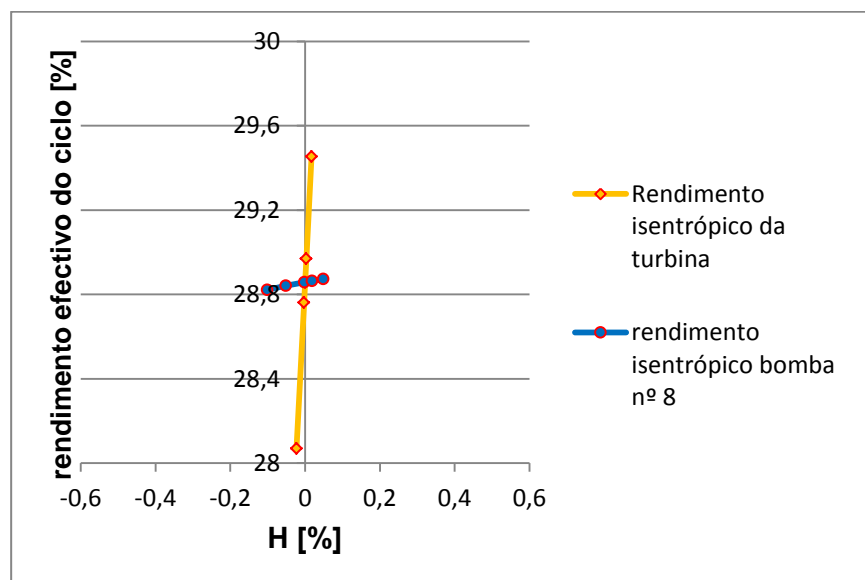


Figura 4. 21 Influência do rendimento isentrópico das turbomáquinas no rendimento efectivo do Ciclo

Através da observação da figura facilmente se percebe que o rendimento isentrópico da turbina é o parâmetro que maior impacto tem no rendimento do ciclo.

4.3. Análise Exergética do Combustível

A análise exergética efectuada ao combustível utilizado na Central tem em conta a equação 3.40. Os coeficientes estequiométricos referentes à reacção de combustão, equação 3.35, foram calculados para teores de humidade entre os 20 e os 55%, bem como para biomassa seca. Para a caldeira em funcionamento na Central, o intervalo para a variação do teor de humidade presente no combustível situa-se entre os 35 e os 55%.

O valor do poder calorífico inferior utilizado, na base seca, é também referido no subcapítulo 3.3, secção 3.3.5.1. A composição química do combustível é facultada na tabela 3.4.

Na figura 4.22 pretende-se avaliar a evolução da exergia química associada ao *Eucalyptus Globulus* e do seu PCI, com o aumento do teor de humidade presente no combustível.

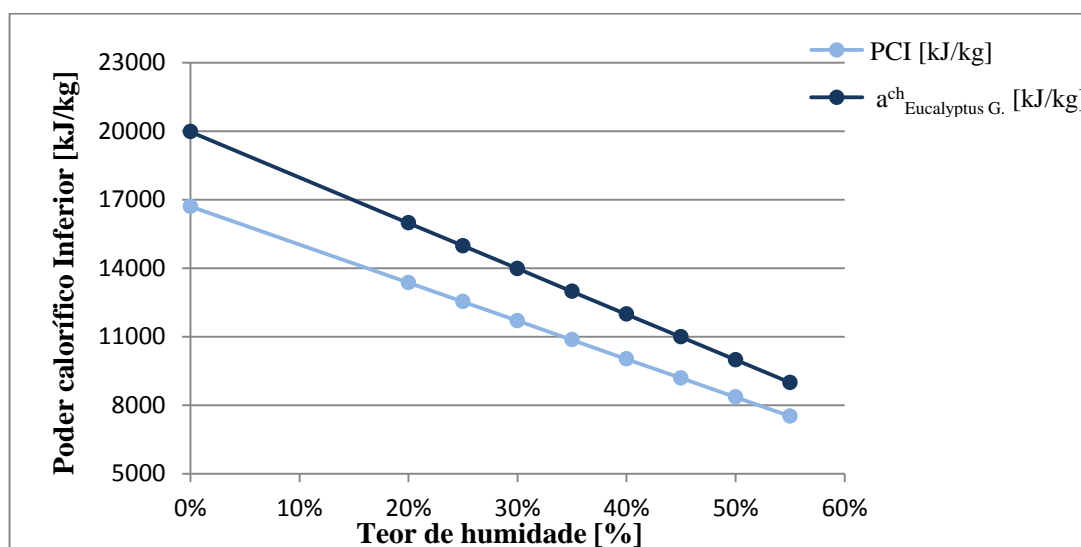


Figura 4. 22 Análise da exergia química e do PCI associados ao combustível, em função do teor de humidade presente no mesmo

Conforme esperado, os valores de poder calorífico e exergia química associados ao combustível são inversamente proporcionais ao seu teor de humidade.

Verifica-se que o poder calorífico inferior e a exergia química tendem a aproximar-se, com o aumento da humidade no combustível. Tal facto explica-se pela relação existente entre o aumento de vapor de água presente nos produtos da reacção química (no ambiente) e o próprio aumento do teor de humidade associado ao combustível.

A redução da exergia química está ainda associada ao aumento das concentrações de CO_2 , N e SO_2 , presentes nos produtos da reacção química do combustível no ar. No mesmo sentido, verifica-se que quanto mais elevados forem os valores das relações de oxigénio e carbono (O/C), hidrogénio e carbono (H/C) e nitrogénio e carbono (N/C), menores serão os valores de poder calorífico inferior associado ao combustível.

No que respeita ao valor de exergia química presente no combustível, conclui-se que a diminuição do teor de humidade presente na biomassa conduz a um aumento do seu trabalho útil máximo aquando a sua reacção com o meio ambiente.

5. Conclusões

5.1. Principais Conclusões

Apresentam-se de seguida as principais conclusões deste trabalho, pela ordem que os assuntos foram abordados na dissertação.

Da revisão bibliográfica, exposta no capítulo 2, conclui-se que:

- A gaseificação é a técnica de conversão de biomassa que mais atenção tem merecido pelos centros de investigação, mas não atingiu, ainda, maturidade comercial;

- A queima em Leito Fluidizado Borbulhante é a técnica de conversão de biomassa que melhor lida com as propriedades da biomassa lenhosa, pouco homogénea, fibrosa, com elevado teor de humidade, teor de cinzas apreciável e conteúdo de azoto. Significa isto que, face à técnica de Queima em Grelha, apresenta melhor rendimento de conversão e melhor controlo de formação de poluentes, mas apresenta emissões elevadas de partículas;

- O LFC é uma extensão do LFB que visa diminuir as emissões de partículas, aumentando o seu tempo de permanência na câmara de combustão, com velocidades fluidização superiores. Contudo, é difícil conseguir, na prática, as vantagens previstas teoricamente, quando se fala de centrais de biomassa. Além disso, o LFC apresenta maior desgaste das superfícies internas da câmara de combustão e das condutas, devido ao efeito abrasivo do material inerte arrastado pelos gases da combustão, o que eleva os custos de manutenção face aos do LFB.

- Da revisão bibliográfica sobre *software* para modelação termodinâmica concluiu-se que a maioria é desenvolvido para casos específicos e quando se tenta generalizar ou aplicar em instalações com diferentes configurações surgem problemas, requerendo uma intervenção, a nível do *software*, por parte do utilizador, consoante as suas necessidades.

Com base no estágio efectuado na central e dos conhecimentos aí adquiridos, foi possível elaborar o capítulo 3, onde se descreveram as principais características da central e da biomassa que a alimenta. Foi possível detectar alguns problemas relacionados com equipamentos e processo, nomeadamente no que diz respeito ao sistema de alimentação do combustível à caldeira e na elevada produção de cinzas com difícil escoamento a nível local, o que acarreta custos acrescidos.

No capítulo 4 descrevem-se os resultados do trabalho desenvolvido, concluindo-se que:

- A modelação do ciclo da Central no Cycle-Tempo foi impossível, numa primeira fase, o que levou ao tratamento e análise dos resultados, energéticos, numa folha de cálculo associada

ao *FluidProp*. Esta análise apenas permitiu obter resultados associados aos balanços energéticos dos equipamentos, não contabilizando eficiências ou performances dos mesmos. Para além disso, a modelação não se revela adequada a ciclos reais porque não tem em conta os equipamentos e não possui uma interface gráfica de fácil leitura;

- Voltou-se assim à modelação através do *Cycle-Tempo*, eliminando equipamentos/ operações intermédias do ciclo real da Central de forma a simplifica-lo sem alterar, no entanto, os principais parâmetros de funcionamento, concluindo-se que seria possível a análise energética e exergética do ciclo;

- Com o ciclo bem definido no *Cycle-Tempo* foi possível efectuar análises de sensibilidade a condições de operação;

- Na análise na pressão de saída da caldeira, concluiu-se que o seu aumento seria vantajoso para o rendimento do ciclo, no entanto, diminuiria o título de vapor à saída da turbina, provocando problemas de erosão nas pás da turbina, pelo que não é de considerar esta alteração;

- A variação da pressão de entrada na caldeira não se revelou significativa no rendimento efectivo do ciclo. Referir que possíveis aumentos da perda de carga podem estar associados a um processo comum de redução do diâmetro dos tubos por deposição de matérias ao longo do tempo (apesar da elevada pureza da água utilizada).

- A análise de sensibilidade à temperatura do vapor sobreaquecido revelou-se significativa no rendimento efectivo do ciclo. Com um aumento de 10 °C e considerando, tanto o limite imposto pela concepção mecânica da caldeira como a actual temperatura de funcionamento, conseguiu-se um aumento de 0,13 pontos percentuais no rendimento do ciclo. O estudo deste parâmetro torna-se bastante interessante em fases de projecto, permitindo avaliar até que ponto uma outra escolha de materiais, que consentisse o aumento da temperatura numa dezena de graus, seria vantajosa, ou que impacto teria a nível económico;

- A pressão de condensação é um dos parâmetros que interfere no rendimento efectivo do ciclo, com a diminuição de apenas 0,05 bar obteve-se um aumento de 0,18 pontos percentuais, no entanto, a diminuição deste parâmetro foi limitada pelo título de vapor à saída da turbina;

- Na análise de sensibilidade efectuada à temperatura da água de arrefecimento, concluiu-se que uma diminuição de 10 °C, face à temperatura actual de funcionamento, provoca um aumento de 0,14 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo. A diminuição da temperatura da água de arrefecimento é vantajosa para o rendimento do ciclo, no entanto é condicionada pela temperatura ambiente;

- No que respeita a análise efectuada ao rendimento isentrópico das turbomáquinas, constatou-se que o rendimento isentrópico da turbina é o parâmetro que maior impacto tem no rendimento do ciclo. Já a análise efectuada ao rendimento isentrópico da bomba, a montante da caldeira, confirmou que os custos associados à compra de uma bomba com melhor performance, dificilmente seriam compensados face ao seu impacto no rendimento do ciclo;

- A pressão de funcionamento do desgaseificador revela-se significativa no rendimento efectivo do ciclo, ao aumento de apenas um 1bar, face à actual pressão, corresponde um aumento de 0,16 pontos percentuais no rendimento efectivo do ciclo. No entanto, o aumento deste parâmetro envolve custos elevados, pelo que não é de considerar;
- A análise de sensibilidade efectuada à potência do gerador eléctrico torna-se interessante uma vez que avalia a variação da produção de energia face a condições de funcionamento. A um aumento de 54 MW_t na potência térmica da caldeira, corresponde um aumento de 18 MW_e na produção de energia eléctrica. Como seria de esperar este parâmetro não interfere no rendimento efectivo do ciclo;
- Com a alteração simultânea de dois parâmetros de funcionamento (temperatura de sobreaquecimento e pressão de condensação) confirmou-se que o sistema não se comporta linearmente, pelo que o Princípio da Sobreposição não é aplicável ao sistema. Para a variação de mais do que um parâmetro, em simultâneo, são necessárias várias simulações ao ciclo;
- Na análise à exergia química associada ao combustível, concluiu-se que diminui com o aumento do teor de humidade presente no combustível, tal como acontece com o seu PCI. Estes dois valores tendem a aproximar-se com o aumento do teor de humidade.

5.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

No seguimento dos trabalhos desenvolvidos nesta dissertação, apresentam-se algumas sugestões para trabalho futuro:

- Numa central de biomassa, seria importante desenvolver e dispor de outros *software* para modelação do ciclo;
- Coleccionar um volume muito significativo de dados operacionais e usá-los para calcular o rendimento do ciclo da central operando sob essas condições e usar o resultado para comparar com os gráficos de análise de sensibilidade apresentados;
- Obter as curvas reais do rendimento da turbina para fazer simulações sem ter de considerar o rendimento constante, como se fez neste trabalho;
- Propor alterações ao ciclo termodinâmico sem alterar muito a sua complexidade ou custo. Testar as diferentes configurações com o *software* termodinâmico, agora que se superou a curva de aprendizagem;
- Explorar, eventualmente, em colaboração com a Delft University of Technology, melhorias do algoritmo de resolução numérica do sistema de equações matricial, para permitir simular o ciclo da Central utilizada sem ter de introduzir simplificações.

Bibliografia

- Direcção-Geral dos Recursos Florestais. (2008). *Defesa da Floresta Contra Incêndios, relatório*. Lisboa, Portugal.
- Cycle- Tempo, Introduction. (2005). Delft University of Technology (TU Delft), Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering, Netherlands.
- AEBIOM. (s.d.). *AEBIOM*, de European Biomass Association: <http://www.aebiom.org>, consultado em Maio de 2012
- APREN. (2013). *Associação de energias renováveis*, de Associação de energia renováveis: <http://www.apren.pt/dadostecnicos/index.php?id=353&cat=>, consultado em 25 de Janeiro de 2013
- Babu, S. (1995). Thermal gasification of biomass technology developments: End of task report for 1992 to 1994. In *Biomass and Bioenergy* (pp. 271–285). Elsevier Science.
- Bridgwater, T. (2006). *Biomass for energy*. Journal of the Science of food and agriculture.
- Canto, J. L. (2009). *Colheita mecanizada de biomassa florestal para energia*. Universidade Federal de Viçosa, Brasil.
- Çengel, Y. A. e Boles, M. A. (2006). *Termodinâmica (5ªEd.)*. São Paulo: McGraw-Hill, Brasil.
- Coelho, B., Schwarzbözl, P., Oliveira, A. e Mendes, A. (2012). Biomass and central receiver system (CRS) hybridization: Volumetric air CRS and integration of a biomass waste direct burning boiler on steam cycle. In *Solar Energy 86* (pp. 2912-2922). Elsevier Science.
- Dai, J., Cui, H. e Grace, J. R. (Maio de 2012). Biomass feeding for thermochemical reactors. (pp. 716-736). Elsevier Science.
- Demirbas, A. (2005). Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues. In *Progress in Energy and Combustion Science 31* (pp. 171–192). Elsevier Science.
- Elmegaard, B. e Houbak, N. (2002a). *software for the simulation of power plant processes. part A*. Technical University of Denmark: Department of Mechanical Engineering. Berlin, Germany.
- Elmegaard, B. e Houbak, N. (2002b). *Software for the simulation of power plant processes. Part B*. Technical University of Denmark: Department of Mechanical Engineering. Berlin, Germany.
- Energias Endógenas de Portugal. (s.d.). *Energias Endógenas de Portugal.*, de E2p-nergias Endógenas de Portugal: <http://e2p.inegi.up.pt/index.asp>, consultado em Janeiro de 2013
- Franco, C., Pinto, F., Gulyurtlu, I. e Cabrita, I. (2003). The study of reactions influencing the biomass steam gasification process. In *Fuel 82* (pp. 835-842). Elsevier Science.

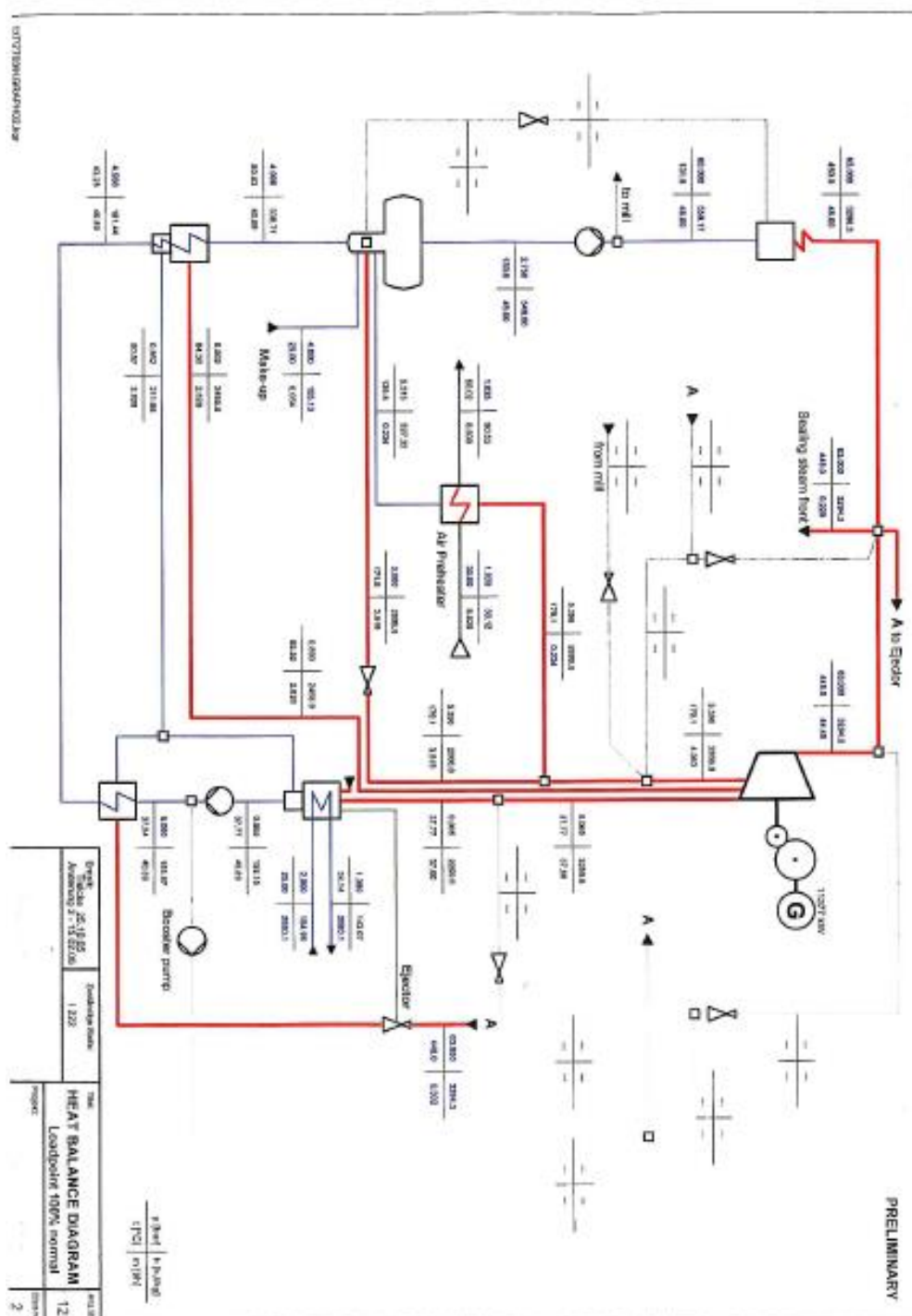
- Gominho, J., Lourenço, A., Miranda, I. e Pereira, H. (2012). Chemical and fuel properties of stumps biomass from Eucalyptus globulus plantations. In *Industrial Crops and Products* 39 (pp. 12– 16). Elsevier Science.
- Hermann, W. A. (2006). Quantifying global exergy resources. In *Energy* 31 (pp. 1685-1702). Elsevier Science.
- Higman, C. e Burgt, M. (2003). *Gasification.*: Elsevier Science, USA.
- IEA. (2003). Biomass Combustion and Co-firing, Overview. Brochure from International Energy Agency- Bioenergy Task 32, Netherlands
- Jenkins, B., Baxter, L., Miles, T. e Miles Jr., T. (1998). Combustion properties of biomass. In *Fuel Process* 54 (pp. 17-46). Elsevier Science.
- Khan, A., Jong, W., Jansens, P. e Spliethoff, H. (2009). Biomass combustion in fluidized bed boilers: Potencial problems and remedies. In *Fuel Processing Technology* (pp. 21-50). Elsevier Science.
- Koornneef, J., Junginger, M. e Faaij, A. (2007). Development of fluidized bed combustion—An overview of trends, performance and cost. In *Progress in Energy and Combustion Science*, 33 (pp. 19-55). Elsevier Science.
- Li, K. W. (1996). *Applied Thermodynamics: availability method and energy conversion.* Taylor & Francis, USA.
- Moura, J., Gama, P. e Cardim, G. (2011). *Fundamentos da combustão da biomassa em leito fluidizado circulante,* de: http://www.infobibos.com/Artigos/2011_3/FundamentosCombustao/Index.htm, consultado em Novembro de 2012
- Obernberger, I. (1998). Decentralized biomass combustion state of the art and future development. In *Biomass and Bioenergy* 14 (pp. 33-56). Elsevier Science.
- Oliveira, P. P. (2012). *Fundamentos de Termodinâmica Aplicada.* Lisboa: Lidel, Portugal.
- Panwar, N. L., Kothari, R. e Tyagi, V. (2012). Thermo chemical conversion of biomass- Eco friendly energy routes. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (pp. 1801– 1816). Elsevier Science.
- Pereira, H., Miranda, I., Gominho, J., Tavares, F., Quilhó, T., Graça, J., Rodrigues, J., Shatalov, S. e Knapic, S. (2010). Qualidade tecnológica do eucalipto Eucalyptus globulus. Centro de Estudos Florestais (Ed.), Lisboa: Instituto Superior de Agronomia, Universidade Técnica de Lisboa, Portugal.
- Peterson, D. e Haase, S. (2009). *Market Assessment of Biomass Gasification and Combustion Technology for small- and Medium-Scale Applications.*: Nacional Renewable Energy Laboratory, USA.

- Puig-Arnabat, M., Bruno, J. e Coronas, A. (2010). Review and analysis of biomass gasification models . In *Renewable and Sustainable Energy Reviews 14* (pp. 2841-2851). Elsevier Science.
- Rant, Z. (1961). Towards the estimation of specific exergy of fuels. In *Allg Wärmetech 10* (pp. 172-176).
- Ruiz, J., Juárez, M., Morales, M., Munõz, P. e Mendívil, M. (2013). Biomass gasification for electric generation: Review of current technology barriers. In *Renewable and sustainable Energy Reviews 18* (pp. 174-183). Elsevier Science.
- Santos, F. e Goldstein, L. (2008). Experimental aspects of biomass fuels in a bubbling fluidized bed combustor. In *Chemical Engineering and Processing 47* (pp. 1541-1549). Elsevier Science.
- Santos, P. (2009). *Desenvolvimento de um queimador em leito fluidizado borbulhante para queima de biomassa, adaptação a caldeira pré- existente*. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Mestrado em Engenharia Mecânica, Portugal.
- Shapiro, H. e Moran, M. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*: WILEY, John Wiley & Sons, Inc, England.
- Sieh, J. H. e Fan, L. T. (1982). Estimation of energy (enthalpy) and exergy (availability) contents in structurally complicated materials. In *Energy Source, Part A, 6* (pp. 1-46). Taylor & Francis.
- Silva, R. (2009). *Análise energética e exergética de uma micro central de cogeração inserida em uma planta de carbonização de madeira reflorestada*. Belo Horizonte: Universidade Católica de Minas Gerais, Brasil.
- Simpson, W. T. (1998). *Equilibrium moisture content of wood in outdoor locations in the United States and Worldwide, research note FPL-RN-0268*. United States Department of Agriculture, USA.
- Song, G., Xiao, J., Hao, Z. e Shen, L. (2012). A unified correlation for estimating specific chemical exergy of Solid and liquid fuels. In *Energy 40* (pp. 164-173). Elsevier Science.
- Spliethoff, H. (2010). *Power Generation from Solid Fuels*. Springer.
- Stepanov, V. S. (1995). Chemical energy and exergies of fuels. In *Energy Vol. 20, Nº-3* (pp. 235-242). Elsevier Science.
- Szargut, J. e Styrylska, T. (1969). Aproximate evaluation of the exergy of fuels. In *BWT 16* (pp. 589-596).
- Telmo, C., Lousada, J. e Moreira, N. (2010). Proximate analysis, backwards stepwise regression between gross calorific value, ultimate and chemical analysis of wood. In *Bioresource Technology 101* (pp. 3808–3815). Elsevier Science.
- Vaz, D. (Junho de 2012). Comunicação particular: DEMI, Faculdade de Ciências e Tecnologia, UNL. Lisboa, Portugal.

Vilão, R., Venâncio, C., Sousa, A., Gervásio, I., Liberal, P. e Carvalho, R. (2010). *APA-Relatório do Estado do Ambiente 2009*. Agência Portuguesa do Ambiente, Portugal.

Anexo A

Ciclo Termodinâmico da Central em Estudo, dados facultados pela Empresa



Anexo B

Resultados da Simulação Termodinâmica (Dados gerados no *Cycle-Tempo*)

Análise Termodinâmica de uma Central de Biomassa Lenhosa

```

CCC  Y  Y  CCC  L  EEEEE  TTTT  EEEEE  M  M  PPPP  OOOO
C  C  Y  Y  C  C  L  E      T  E      MM  MM  P  P  O  O
C      Y  Y  C      L  E      T  E      M  M  M  M  P  P  O  O
C      Y  C      L  EEEEE  ===  T  EEEEE  M  M  M  PPPP  O  O
C      Y  C      L  E      T  E      M  M  M  P  O  O
C  C  Y  C  C  L  E      T  E      M  M  P  O  O
CCC      Y      CCC  LLLLL  EEEEE  T  EEEEE  M  M  P      OOOO

```

Cycle-Tempo : Thermodynamic Energysystems, Massflow calculation for POverprocesses

Delft University of Technology (TU Delft)

Mechanical, Maritime and Materials Engineering (3mE) Faculty

Energy Technolgy Section

Leeghwaterstraat 44

2628 CA Delft, The Netherlands

Release 5.0 (Build 481) (Intel Fortran 9.1.037)

Problem name : c:\users\teresa santos silva\desktop\ciclo-prof\ciclo final\final (12mw,0,8228, central)

Problem description : Description

System time : 17:51:30

System date : 18/03/2013

CONFIGURATION OF THE INSTALLATION

=====

```

NUMBER OF APPARATUS          NAPP = 10
NUMBER OF PIPES (LINKS)      NLIN = 14
NUMBER OF THERMAL CYCLES      NCYCLE = 2
TOTAL NUMBER OF TURBINES      NTURB = 1
NUMBER OF TURBINE DRIVEN PUMPS  NTDP = 0
NUMBER OF ABSORTION CYCLES     NABSOR = 0
NUMBER OF GENERATORS          NUMGEN = 1
NUMBER OF PRODUCTION FUNCTIONS NPRODF = 1
LOAD CONDITION CODE           NDLOAD = 0      =0: DESIGN LOAD RUN
                                   >0: PART LOAD RUN, NDLOAD=NUMBER OF PARTLOAD CONDITIONS (%PARTLD)
DESIGN LOAD FACTOR            DFACTR =1.000000
OUTPUT CONTROL CODE           NPRINT = 4
    0=EXTENSIVE OUTPUT
    1=ALSO PUNCH PARTLOAD DATA
    2=COMPREHENSIVE OUTPUT
    3=MORE COMPREHENSIVE OUTPUT
    4=SHORTENED OUTPUT
ADDITIONAL OUTPUT CONTROL CODE NXXX = 2
NUMBER OF TRACED APPARATUS     NTRACE = 10

MIN. NUMBER OF MAIN ITERATIONS MINITM = 0
MAX. NUMBER OF MAIN ITERATIONS MAXITM = 5
ADD. NUMBER OF MAIN ITERATIONS MORITM = 0
UNDERRELAXATION INHIBITED AFTER MAXUR = 5 STEPS
ACCURACY FOR ITERATION         EPS =0.000100
ELECTRICAL FREQUENCY           FREQ = 50.0 HZ

STORAGE USED FOR GENERAL COMMON AREA = 13157 WORDS OF 4 BYTES

```

State functions for water/steam calculations:
IAPWS Industrial Formulation 1997 (IAPWS-IF97)

NUMBER OF EQUATIONS

=====

NUMBER OF PRIMARY MASS EQUATIONS = 10 NUMBER OF APPARATUS 10 MINUS SINKS WITHOUT MASS EQUATION 0

NUMBER OF SECONDARY MASS EQUATIONS = 2 NUMBER OF TWO MEDIA APPARATUS TYPES 4,5,6,12,20,21,22,23

NUMBER OF PRESCRIBED MASS EQUATIONS = 0 NUMBER OF TYPES 14,21,25,26,28 AND FOR CERTAIN CONDITIONS: 13,20,22,23

NUMBER OF AUTOMATIC ENERGY EQUATIONS = 3 NUMBER OF TYPES 5,7,11,15 AND IF EEQCOD EQUALS 1: 4,20,21,22,23

NUMBER OF EXPLICIT ENERGY EQUATIONS = 1 NUMBER OF PRODUCTION FUNCTIONS

MINUS THE NUMBER OF CLOSED CYCLES = 2 (NUMBER OF OPEN CYCLES = 0)

PLUS THE NUMBER OF ABSORPTION CYCLES = 0

MAKES TOGETHER 14 AND NLIN = 14

THE FOLLOWING EQUATIONS HAVE BEEN REMOVED:

- EQUATION 5 OF APPARATUS 5
- EQUATION 9 OF APPARATUS 9

Cycle-Tempo iteration 0:

2:99-> 8 3:99->68 6:99-> 6 4:99-> 0 5:99-> 0 1:99-> 6 7:99-> 0 8:99-> 0 9:99-> 8 10:99-> 7

10: 7-> 7 9: 8-> 0 8: 0 7: 0 1: 6-> 0 5: 0 4: 0 6: 6-> 0 3:68->60 2: 8-> 0

2: 0 3:60-> 0 6: 0 4: 0 5: 0 1: 0 7: 0 8: 0 9: 0 10: 7-> 0

DATA FOR ALL PIPES; SUBSEQUENTLY INLET AND OUTLET

PIPE NO	MEDIUM TYPE	MASS-FLOW [kg/s]	MOLE-FLOW [kmol/s]	VOL-FLOW [m3/s]	PRESSURE [bar]	TEMPERATURE [°C]	ENTHALPY [kJ/kg]	ENTROPY [kJ/kgK]	QUALITY [%-VAPOUR]
1	WATERSTM	13.326	0.73970	0.00000	65.000	450.00	3295.51	0.0000	100.00
				0.00000	63.000	448.82	3295.51	0.0000	100.00
2	WATERSTM	11.364	0.63078	0.00000	0.065000	37.63	2286.23	0.0000	88.26
				0.00000	0.065000	37.63	2286.23	0.0000	88.26
3	WATERSTM	11.364	0.63078	0.00000	0.065000	37.63	157.63	0.0000	0.00
				0.00000	0.065000	37.63	157.63	0.0000	0.00
4	WATERSTM	12.124	0.67297	0.00000	0.065000	37.63	184.69	0.0000	1.12
				0.00000	0.065000	37.63	184.69	0.0000	1.12
5	WATERSTM	12.124	0.67297	0.00000	5.0000	44.27	185.83	0.0000	0.00
				0.00000	4.5000	44.28	185.83	0.0000	0.00
6	WATERSTM	12.124	0.67297	0.00000	4.0000	80.83	338.71	0.0000	0.00
				0.00000	3.0000	80.85	338.71	0.0000	0.00
7	WATERSTM	13.326	0.73970	0.00000	3.0000	133.53	561.46	0.0000	0.00
				0.00000	2.7500	130.58	561.46	0.0000	0.58
8	WATERSTM	13.326	0.73970	0.00000	80.000	134.76	571.84	0.0000	0.00
				0.00000	80.000	134.76	571.84	0.0000	0.00
9	WATERSTM	1.2021	0.06673	0.00000	5.3960	179.10	2807.93	0.0000	100.00
				0.00000	3.0000	172.01	2807.93	0.0000	100.00
10	WATERSTM	0.76014	0.04219	0.00000	0.59000	85.50	2637.16	0.0000	94.99
				0.00000	0.56200	84.30	2650.18	0.0000	100.00
11	WATERSTM	0.76014	0.04219	0.00000	0.56200	50.57	211.76	0.0000	0.00
				0.00000	0.06500	37.63	211.76	0.0000	2.24
12	WATERSTM	635.71	35.288	0.00000	2.0000	25.00	105.02	0.0000	0.00
				0.00000	2.0000	24.98	105.02	0.0000	0.00
13	WATERSTM	635.71	35.288	0.00000	1.3800	34.12	143.07	0.0000	0.00
				0.00000	1.3800	34.12	143.07	0.0000	0.00
14	WATERSTM	635.71	35.288	0.00000	0.38000	25.00	104.86	0.0000	0.00
				0.00000	0.38000	25.00	104.86	0.0000	0.00

Cycle-Tempo iteration 1:

Análise Termodinâmica de uma Central de Biomassa Lenhosa

```

2:99-> 8  3:99->68  6:99-> 6  4:99-> 0  5:99-> 0  1:99-> 6  7:99-> 0  8:99-> 0  9:99-> 8 10:99-> 7
10: 7-> 7  9: 8-> 0  8: 0      7: 0      1: 6-> 0  5: 0      4: 0      6: 6-> 0  3:68->60  2: 8-> 0
2: 0      3:60-> 0  6: 0      4: 0      5: 0      1: 0      7: 0      8: 0      9: 0      10: 7-> 0
    
```

DATA FOR ALL PIPES; SUBSEQUENTLY INLET AND OUTLET

PIPE NO	MEDIUM TYPE	MASS-FLOW [kg/s]	MOLE-FLOW [kmol/s]	VOL-FLOW [m3/s]	PRESSURE [bar]	TEMPERATURE [°C]	ENTHALPY [kJ/kg]	ENTROPY [kJ/kgK]	QUALITY [%-VAPOUR]
1	WATERSTM	13.358	0.74146	0.00000	65.000	450.00	3295.51	0.0000	100.00
				0.00000	63.000	448.82	3295.51	0.0000	100.00
2	WATERSTM	11.271	0.62562	0.00000	0.065000	37.63	2286.23	0.0000	88.26
				0.00000	0.065000	37.63	2286.23	0.0000	88.26
3	WATERSTM	11.271	0.62562	0.00000	0.065000	37.63	157.63	0.0000	0.00
				0.00000	0.065000	37.63	157.63	0.0000	0.00
4	WATERSTM	12.153	0.67457	0.00000	0.065000	37.63	161.02	0.0000	0.14
				0.00000	0.065000	37.63	161.02	0.0000	0.14
5	WATERSTM	12.153	0.67457	0.00000	5.0000	38.51	161.75	0.0000	0.00
				0.00000	4.5000	38.52	161.75	0.0000	0.00
6	WATERSTM	12.153	0.67457	0.00000	4.0000	80.83	338.71	0.0000	0.00
				0.00000	3.0000	80.85	338.71	0.0000	0.00
7	WATERSTM	13.358	0.74146	0.00000	3.0000	133.53	561.46	0.0000	0.00
				0.00000	2.7500	130.58	561.46	0.0000	0.58
8	WATERSTM	13.358	0.74146	0.00000	80.000	134.76	571.84	0.0000	0.00
				0.00000	80.000	134.76	571.84	0.0000	0.00
9	WATERSTM	1.2050	0.06689	0.00000	5.3960	179.10	2807.93	0.0000	100.00
				0.00000	3.0000	172.01	2807.93	0.0000	100.00
10	WATERSTM	0.88195	0.04896	0.00000	0.59000	85.50	2537.16	0.0000	94.99
				0.00000	0.56200	84.30	2650.18	0.0000	100.00
11	WATERSTM	0.88195	0.04896	0.00000	0.56200	50.57	211.76	0.0000	0.00
				0.00000	0.06500	37.63	211.76	0.0000	2.24
12	WATERSTM	630.52	34.999	0.00000	2.0000	25.00	105.02	0.0000	0.00
				0.00000	2.0000	24.98	105.02	0.0000	0.00
13	WATERSTM	630.52	34.999	0.00000	1.3800	34.12	143.07	0.0000	0.00
				0.00000	1.3800	34.12	143.07	0.0000	0.00
14	WATERSTM	630.52	34.999	0.00000	0.38000	25.00	104.86	0.0000	0.00
				0.00000	0.38000	25.00	104.86	0.0000	0.00

Cycle-Tempo iteration 2:

```

2:99-> 8  3:99->68  6:99-> 6  4:99-> 0  5:99-> 0  1:99-> 6  7:99-> 0  8:99-> 0  9:99-> 8 10:99-> 7
10: 7-> 7  9: 8-> 0  8: 0      7: 0      1: 6-> 0  5: 0      4: 0      6: 6-> 0  3:68->60  2: 8-> 0
2: 0      3:60-> 0  6: 0      4: 0      5: 0      1: 0      7: 0      8: 0      9: 0      10: 7-> 0
    
```

DATA FOR ALL PIPES; SUBSEQUENTLY INLET AND OUTLET

PIPE NO	MEDIUM TYPE	MASS-FLOW [kg/s]	MOLE-FLOW [kmol/s]	VOL-FLOW [m3/s]	PRESSURE [bar]	TEMPERATURE [°C]	ENTHALPY [kJ/kg]	ENTROPY [kJ/kgK]	QUALITY [%-VAPOUR]
1	WATERSTM	13.357	0.74142	0.00000	65.000	450.00	3295.51	0.0000	100.00
				0.00000	63.000	448.82	3295.51	0.0000	100.00
2	WATERSTM	11.273	0.62573	0.00000	0.065000	37.63	2286.23	0.0000	88.26
				0.00000	0.065000	37.63	2286.23	0.0000	88.26
3	WATERSTM	11.273	0.62573	0.00000	0.065000	37.63	157.63	0.0000	0.00
				0.00000	0.065000	37.63	157.63	0.0000	0.00
4	WATERSTM	12.152	0.67454	0.00000	0.065000	37.63	161.56	0.0000	0.16
				0.00000	0.065000	37.63	161.56	0.0000	0.16
5	WATERSTM	12.152	0.67454	0.00000	5.0000	38.64	162.28	0.0000	0.00
				0.00000	4.5000	38.65	162.28	0.0000	0.00
6	WATERSTM	12.152	0.67454	0.00000	4.0000	80.83	338.71	0.0000	0.00
				0.00000	3.0000	80.85	338.71	0.0000	0.00
7	WATERSTM	13.357	0.74142	0.00000	3.0000	133.53	561.46	0.0000	0.00
				0.00000	2.7500	130.58	561.46	0.0000	0.58
8	WATERSTM	13.357	0.74142	0.00000	80.000	134.76	571.84	0.0000	0.00
				0.00000	80.000	134.76	571.84	0.0000	0.00
9	WATERSTM	1.2049	0.06688	0.00000	5.3960	179.10	2807.93	0.0000	100.00
				0.00000	3.0000	172.01	2807.93	0.0000	100.00

10	WATERSTM		0.87923	0.04880	0.00000		0.59000	85.50	2537.16	0.0000	94.99
					0.00000		0.56200	84.30	2650.18	0.0000	100.00
11	WATERSTM		0.87923	0.04880	0.00000		0.56200	50.57	211.76	0.0000	0.00
					0.00000		0.06500	37.63	211.76	0.0000	2.24
12	WATERSTM		630.63	35.006	0.00000		2.0000	25.00	105.02	0.0000	0.00
					0.00000		2.0000	24.98	105.02	0.0000	0.00
13	WATERSTM		630.63	35.006	0.00000		1.3800	34.12	143.07	0.0000	0.00
					0.00000		1.3800	34.12	143.07	0.0000	0.00
14	WATERSTM		630.63	35.006	0.00000		0.38000	25.00	104.86	0.0000	0.00
					0.00000		0.38000	25.00	104.86	0.0000	0.00

Cycle-Tempo iteration 3:

2:99-> 8 3:99->68 6:99-> 6 4:99-> 0 5:99-> 0 1:99-> 6 7:99-> 0 8:99-> 0 9:99-> 8 10:99-> 7

10: 7-> 7 9: 8-> 0 8: 0 7: 0 1: 6-> 0 5: 0 4: 0 6: 6-> 0 3:68->60 2: 8-> 0

2: 0 3:60-> 0 6: 0 4: 0 5: 0 1: 0 7: 0 8: 0 9: 0 10: 7-> 0

DATA FOR ALL PIPES; SUBSEQUENTLY INLET AND OUTLET

=====

PIPE NO	MEDIUM TYPE		MASS-FLOW [kg/s]	MOLE-FLOW [kmol/s]	VOL-FLOW [m3/s]		PRESSURE [bar]	TEMPERATURE [°C]	ENTHALPY [kJ/kg]	ENTROPY [kJ/kgK]	QUALITY [%-VAPOUR]
1	WATERSTM		13.357	0.74142	0.00000		65.000	450.00	3295.51	0.0000	100.00
					0.00000		63.000	448.82	3295.51	0.0000	100.00
2	WATERSTM		11.273	0.62573	0.00000		0.065000	37.63	2286.23	0.0000	88.26
					0.00000		0.065000	37.63	2286.23	0.0000	88.26
3	WATERSTM		11.273	0.62573	0.00000		0.065000	37.63	157.63	0.0000	0.00
					0.00000		0.065000	37.63	157.63	0.0000	0.00
4	WATERSTM		12.152	0.67454	0.00000		0.065000	37.63	161.54	0.0000	0.16
					0.00000		0.065000	37.63	161.54	0.0000	0.16
5	WATERSTM		12.152	0.67454	0.00000		5.0000	38.63	162.27	0.0000	0.00
					0.00000		4.5000	38.65	162.27	0.0000	0.00
6	WATERSTM		12.152	0.67454	0.00000		4.0000	80.83	338.71	0.0000	0.00
					0.00000		3.0000	80.85	338.71	0.0000	0.00
7	WATERSTM		13.357	0.74142	0.00000		3.0000	133.53	561.46	0.0000	0.00
					0.00000		2.7500	130.58	561.46	0.0000	0.58
8	WATERSTM		13.357	0.74142	0.00000		80.000	134.76	571.84	0.0000	0.00
					0.00000		80.000	134.76	571.84	0.0000	0.00
9	WATERSTM		1.2049	0.06688	0.00000		5.3960	179.10	2807.93	0.0000	100.00
					0.00000		3.0000	172.01	2807.93	0.0000	100.00
10	WATERSTM		0.87929	0.04881	0.00000		0.59000	85.50	2537.16	0.0000	94.99
					0.00000		0.56200	84.30	2650.18	0.0000	100.00
11	WATERSTM		0.87929	0.04881	0.00000		0.56200	50.57	211.76	0.0000	0.00
					0.00000		0.06500	37.63	211.76	0.0000	2.24
12	WATERSTM		630.63	35.005	0.00000		2.0000	25.00	105.02	0.0000	0.00
					0.00000		2.0000	24.98	105.02	0.0000	0.00
13	WATERSTM		630.63	35.005	0.00000		1.3800	34.12	143.07	0.0000	0.00
					0.00000		1.3800	34.12	143.07	0.0000	0.00
14	WATERSTM		630.63	35.005	0.00000		0.38000	25.00	104.86	0.0000	0.00
					0.00000		0.38000	25.00	104.86	0.0000	0.00

Main iteration convergence data

=====

Massflows						
Iter.	no.	num. pipes	maximum abs. dev.	pipe max. abs. dev.	maximum rel. dev.	pipe max. rel. dev.
1	14	5.20	12	0.138	10	
2	7	0.116	12	0.310E-02	10	
3	0	0.259E-02	12	0.690E-04	11	

Convergence reached in 3 iterations.

Absolute deviation massflow:

Criterion absolute deviation: < .100E-02

Max absolute deviation in pipe 12: 0.259E-02

Relative deviation in this pipe: 0.411E-05

Relative deviation massflow:

Criterion relative deviation: < 0.100E-03

Max relative deviation in pipe 11: 0.690E-04

Absolute deviation in this pipe: 0.607E-04

Análise Termodinâmica de uma Central de Biomassa Lenhosa

2:99-> 8 3:99->68 6:99-> 6 4:99-> 0 5:99-> 0 1:99-> 6 7:99-> 0 8:99-> 0 9:99-> 8 10:99-> 7
 10: 7-> 7 9: 8-> 0 8: 0 7: 0 1: 6-> 0 5: 0 4: 0 6: 6-> 0 3:68->60 2: 8-> 0
 2: 0 3:60-> 0 6: 0 4: 0 5: 0 1: 0 7: 0 8: 0 9: 0 10: 7-> 0

SYSTEM EFFICIENCIES, POWER INPUT AND OUTPUT

	NO	APPARATUS	TYPE	ENERGY [kW]	TOTALS [kW]	EXERGY [kW]	TOTALS [kW]
ABSORBED POWER	1	Boiler	1	40647.60	40647.60	48597.00	48597.00
DELIVERED GROSS POWER	1	GENERATOR		12000.00	12000.00	12000.00	12000.00
AUX. POWER CONSUMPTION	5	Pump	8	10.73		10.73	
	8	Pump	8	149.07		149.07	
	9	Pump	8	110.17		110.17	
					269.97		269.97
DELIVERED NET POWER					11730.03		11730.03
EFFICIENCIES		GROSS		29.522 %		24.693 %	
		NET		28.858 %		24.137 %	

ENERGY BALANCE OF THE SYSTEM

DEFINITION OF TOTAL ENERGY

Def. 1: Enthalpy minus enthalpy by environmental conditions (water as LIQUID) plus HIGHER heating value
 Def. 2: Enthalpy minus enthalpy by environmental conditions (water as VAPOUR) plus LOWER heating value

POWER / HEAT TRANSMITTED FROM APPARATUS

NO	APPARATUS	TYPE	BASED ON ENTHALPY FLOWS [MW]	BASED ON TOTAL ENERGY FLOWS [MW] DEFINITION 1	DEFINITION 2
1	Boiler	1	-36.380	-36.380	-36.380
2	Turbine	3	12.632	12.632	12.632
3	Condenser	4	0.000	0.000	0.000
6	Flash.Heater	5	0.000	0.000	0.000
7	Deaerator	7	0.000	0.000	0.000
5	Pump	8	-0.009	-0.009	-0.009
8	Pump	8	-0.139	-0.139	-0.139
9	Pump	8	-0.102	-0.102	-0.102
4	Node	9	0.000	0.000	0.000
10	Sink/Source	10	24.097	24.097	24.097
1	PIPE		0.000	0.000	0.000
5	PIPE		0.000	0.000	0.000
6	PIPE		0.000	0.000	0.000
7	PIPE		0.000	0.000	0.000
9	PIPE		0.000	0.000	0.000
10	PIPE		-0.099	-0.099	-0.099
11	PIPE		0.000	0.000	0.000
12	PIPE		0.000	0.000	0.000
TOTAL TRANSMITTED :			0.000	0.000	0.000

DATA FOR ALL PIPES; SUBSEQUENTLY INLET AND OUTLET

PIPE NO	MEDIUM TYPE	MASS-FLOW [kg/s]	MOLE-FLOW [kmol/s]	VOL-FLOW [m3/s]	PRESSURE [bar]	TEMPERATURE [°C]	ENTHALPY [kJ/kg]	ENTROPY [kJ/kgK]	EXERGY [kJ/kg]	QUALITY [%-VAPOUR]
1	WATERSTM	13.357	0.74142	0.63944	65.000	450.00	3295.51	6.6771	1309.30	100.00
				0.65990	63.000	448.82	3295.51	6.6905	1305.29	100.00
2	WATERSTM	11.273	0.62573	218.99	0.065000	37.63	2286.23	7.3899	87.48	88.26
				218.99	0.065000	37.63	2286.23	7.3899	87.48	88.26
3	WATERSTM	11.273	0.62573	0.01135	0.065000	37.63	157.63	0.5407	0.99	0.00
				0.01135	0.065000	37.63	157.63	0.5407	0.99	0.00
4	WATERSTM	12.152	0.67454	0.44658	0.065000	37.63	161.54	0.5533	1.15	0.16
				0.44658	0.065000	37.63	161.54	0.5533	1.15	0.16
5	WATERSTM	12.152	0.67454	0.01224	5.0000	38.63	162.27	0.5540	1.66	0.00

6	WATERSTM	12.152	0.67454	0.01224 0.01251 0.01251	4.5000 4.0000 3.0000	38.65 80.83 80.85	162.27 338.71 338.71	0.5541 1.0850 1.0853	1.62 19.78 19.69	0.00 0.00 0.00
7	WATERSTM	13.357	0.74142	0.01433 0.06506	3.0000 2.7500	133.53 130.58	561.46 561.46	1.6718 1.6719	67.58 67.53	0.00 0.58
8	WATERSTM	13.357	0.74142	0.01429 0.01429	80.000 80.000	134.76 134.76	571.84 571.84	1.6770 1.6770	76.40 76.40	0.00 0.00
9	WATERSTM	1.2049	0.06688	0.44944 0.80819	5.3960 3.0000	179.10 172.01	2807.93 2807.93	6.9233 7.1868	748.32 669.76	100.00 100.00
10	WATERSTM	0.87929	0.04881	2.3179 2.5541	0.59000 0.56200	85.50 84.30	2537.16 2650.18	7.2162 7.5535	390.21 402.66	94.99 100.00
11	WATERSTM	0.87929	0.04881	0.00089 0.43523	0.56200 0.06500	50.57 37.63	211.76 211.76	0.7111 0.7148	4.29 3.19	0.00 2.24
12	WATERSTM	630.63	35.005	0.63247 0.63247	2.0000 2.0000	25.00 24.98	105.02 105.02	0.3672 0.3672	0.10 0.10	0.00 0.00
13	WATERSTM	630.63	35.005	0.63421 0.63421	1.3800 1.3800	34.12 34.12	143.07 143.07	0.4931 0.4931	0.61 0.61	0.00 0.00
14	WATERSTM	630.63	35.005	0.63251 0.63251	0.38000 0.38000	25.00 25.00	104.86 104.86	0.3672 0.3672	-0.06 -0.06	0.00 0.00

LOSSES IN PIPES

PIPE NO	TOTAL PRESSURE DROP [bar]	TEMPERATURE DECREASE [°C]	ENTHALPY DECREASE [kJ/kg]	ENTROPY INCREASE [kJ/kg.K]	EXERGY LOSS [kJ/kg]
1	2.00	1.18	0.00	0.0135	4.01
5	0.50	-0.01	0.00	0.0002	0.05
6	1.00	-0.02	0.00	0.0003	0.09
7	0.25	2.94	0.00	0.0002	0.05
9	2.40	7.09	0.00	0.2635	78.56
10	0.03	1.20	-113.03	0.3374	-12.44
11	0.50	12.94	0.00	0.0037	1.10
12	0.00	0.02	0.00	0.0000	0.00
			----- +	----- +	
TOTAL LOSSES IN PIPES:			-99.38 [kJ/s]	71.42 [kJ/s]	
TOTAL LOSSES IN PIPES:			-99.38 [kJ/s]	71.42 [kJ/s]	

ENERGY AND EXERGY FLOWS FOR ALL PIPES; SUBSEQUENTLY INLET AND OUTLET

PIPE NO	MEDIUM TYPE	TOTAL ENERGY [kW]	THERMO-MECH. ENERGY [kW]	CHEMICAL ENERGY (HHV) [kW]	TOTAL EXERGY [kW]	THERMO-MECH. EXERGY [kW]	CHEMICAL EXERGY [kW]
1	WATERSTM	42616.12	42616.12	0.00	17488.16	17488.16	0.00
2	WATERSTM	24589.07	24589.07	0.00	986.12	986.12	0.00
3	WATERSTM	594.05	594.05	0.00	11.18	11.18	0.00
4	WATERSTM	687.98	687.98	0.00	13.99	13.99	0.00
5	WATERSTM	696.84	696.84	0.00	20.22	20.22	0.00
6	WATERSTM	2840.91	2840.91	0.00	240.33	240.33	0.00
7	WATERSTM	6097.76	6097.76	0.00	902.65	902.65	0.00
8	WATERSTM	6236.52	6236.52	0.00	1020.50	1020.50	0.00
9	WATERSTM	3256.85	3256.85	0.00	806.99	806.99	0.00
10	WATERSTM	2138.62	2138.62	0.00	343.11	343.11	0.00
11	WATERSTM	93.93	93.93	0.00	3.77	3.77	0.00
12	WATERSTM	57.63	57.63	0.00	62.41	62.41	0.00
13	WATERSTM	24052.65	24052.65	0.00	383.22	383.22	0.00
14	WATERSTM	44.84	44.84	0.00	-40.05	-40.05	0.00

Análise Termodinâmica de uma Central de Biomassa Lenhosa

ENVIRONMENTAL CONDITIONS FOR THE CALCULATION OF EXERGY VALUES

COMPONENTS CONCENTRATIONS ; TEMPERATURE = 25.00 °C ; PRESSURE = 1.01325 bar
 CO2 0.0003
 N2 0.7565
 O2 0.2030
 H2O 0.0312
 AR 0.0090

TRANSMITTED EXERGY, EXERGY LOSSES AND EXERGY EFFICIENCIES

Definition of exergy efficiencies: (see manual for exact definitions for each apparatus)
 exergy efficiency 1: practical value based on useful exergy flows: delivered exergy/absorbed exergy
 exergy efficiency 2: theoretical value: outcoming exergy/incoming exergy

NO.	APPARATUS	TYPE	EXERGY TRANSMITTED FROM SYSTEM [kJ/s]			EX.LOSS [%]	EXERGY EFFICIENCY [%]	
			TOTAL	POWER/HEAT	LOSSES		1	2
1	Boiler	1	32129.35	0.00	32129.35	66.11	33.89	35.25
2	Turbine	3	15203.68	12631.58	2572.10	5.29	83.08	85.25
3	Condenser	4	654.13	0.00	654.13	1.35	32.91	37.61
6	Flash.Heater	5	129.58	0.00	129.58	0.27	63.01	65.32
7	Deaerator	7	143.62	0.00	143.62	0.30	80.21	86.27
5	Pump	8	-6.23	-10.73	4.49	0.01	58.11	81.82
8	Pump	8	-118.57	-149.07	30.51	0.06	79.54	97.10
9	Pump	8	-102.46	-110.17	7.71	0.02	93.01	89.01
4	Node	9	0.00	0.00	0.00	0.00	-	100.00
10	Sink/Source	10	423.27	0.00	423.27	0.87	-	-10.45
1	PIPE		53.60		53.60	0.11		
5	PIPE		0.59		0.59	0.00		
6	PIPE		1.05		1.05	0.00		
7	PIPE		0.71		0.71	0.00		
9	PIPE		94.66		94.66	0.19		
10	PIPE		-10.94		-10.94	-0.02		
11	PIPE		0.97		0.97	0.00		
12	PIPE		0.00		0.00	0.00		
MEDIUM TO/FROM ENVIRONMENT								
1	Boiler	1	-48597.00	-48597.00	0.00	0.00		
TOTAL:			0.00	-36235.39	36235.39	74.56		

ROTATING EQUIPMENT

NO	APPARATUS	TYPE	ISENTROPIC EFF. [%]	MECHANICAL EFF. [%]	EXHAUST LOSSES [kJ/kg]
2	Turbine	3	82.28 input	100.00 default	
5	Pump	8	69.02 input	100.00 fixed	
8	Pump	8	80.10 input	100.00 fixed	
9	Pump	8	100.00 input	100.00 fixed	

MOTORS AND GENERATORS

NO	APPARATUS	TYPE	MECHANICAL EFF. [%]	ELECTRICAL EFF. [%]	BOTH [%]	
1	GENERATOR				95.00	input
5	Pump	8			82.57	calc.
8	Pump	8			93.09	calc.
9	Pump	8			93.01	calc.
HEAT EXCHANGING EQUIPMENT						
NO	APPARATUS	TYPE	HEAT TRANSMITTED IN APPARATUS [kJ/s]	HIGH TERMINAL TEMP DIFFERENCE [°C]	LOW TERMINAL TEMP DIFFERENCE [°C]	FLOW- DIRECTION
3	Condenser	4	23995.02	3.51	12.65	Counter
6	Flash.Heater	5	2144.07	3.43	11.92	Counter
=====						
= APPARATUSES IN OFF-DESIGN MODE =						
=====						
NO TURBINES, COMPRESSORS OR HEAT EXCHANGERS PRESENT IN OFF-DESIGN MODE						
=====						
= APPARATUSES IN DESIGN MODE =						
=====						
DESIGN DATA FOR TURBINES						
=====						
TURBINE NR. 2						
=====						
NUMBER OF CONNECTED PIPES = 4						
INLET VOLUME-FLOW = 0.6599 m3/s						
PIPE NR	PRESSURE [bar]	SPEC.VOLUME [m3/kg]	TURBINE MASSFLOW [kg/s]			
2	0.0650	19.42633	11.2727	OUTLET		
10	0.5900	2.63609	11.2727			
9	5.3960	0.37301	12.1520			
1	63.0000	0.04941	13.3569	INLET		
DESIGN DATA FOR HEAT EXCHANGERS						
=====						
NUMBER OF APPARATUS	TERMINAL TEMP. HIGH	TEMP. DIFFERENCE LOW	FACTOR U*A	MASS FLOW RATE		
3	3.51	12.65	3364.76	630.629		
6	3.43	11.92	314.647	12.1520		

